

⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Übersetzung der
europäischen Patentschrift

② EP 0 491 078 B1

⑩ DE 690 25 948 T 2

⑤ Int. Cl.⁶:
F 01 B 3/00
F 04 B 1/20
F 04 B 1/22

②	Deutsches Aktenzeichen:	690 25 948.4
⑥	Europäisches Aktenzeichen:	90 124 790.8
⑥	Europäischer Anmeldetag:	19. 12. 90
⑦	Erstveröffentlichung durch das EPA:	24. 6. 92
⑦	Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA:	13. 3. 96
④	Veröffentlichungstag im Patentblatt:	19. 12. 96

⑦③ Patentinhaber:

Stewart, Robert M., Brandon, Miss., US; Stewart,
Carlene M., Brandon, Miss., US

⑦④ Vertreter:

Müller-Boré & Partner, 81671 München

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:

DE, ES, FR, GB, IT

⑦② Erfinder:

gleich Anmelder

⑤④ Hydraulisches Energiegetriebe

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 690 25 948 T 2

DE 690 25 948 T 2

690 25 948.4-08

Hydraulisches Energiegetriebe

BESCHREIBUNG

5 Hintergrund - Gebiet der Erfindung

Die Erfindung bezieht sich auf fluidbetriebene, mechanische Vorrichtungen der Art, welche hin- und hergehende Kolben in Hülzen oder in Rotationszylindertrommeln verwenden, wie dies
10 beispielsweise in der US-A 3 265 008 gezeigt ist, und insbesondere auf eine verbesserte Einrichtung für: (i) die Übertragung des primären Arbeitsfluids zu und von den Kolben, (ii) die Variation der Verdrängung des Mechanismus und (iii) die Verbesserung einiger der kritischen Lager-
15 belastungszustände.

Für die Zwecke der Einfachheit wird die Erfindung als eine Fluidpumpe beschrieben, wobei jedoch verstanden werden soll, daß der Ausdruck Pumpe, wie er nachfolgend verwendet wird,
20 sowohl eine Fluidpumpe als auch einen Fluidmotor umfaßt; weiters umfaßt der Ausdruck Fluid sowohl den flüssigen als auch den gasförmigen Zustand oder irgendeine Mischung derselben.

25 Hintergrund - Erörterung des Standes der Technik

Die Fluidkraft-Übertragungsvorrichtungen bzw. hydraulischen Energiegetriebe, gegenüber welchen die Erfindung beträchtliche Vorteile aufweist, sind Pumpen, wie dies in Fig. 1
30 beispielsweise im Querschnitt gezeigt ist, welche allgemein eine hohle Ummantelung oder ein Gehäuse 12 und 12A umfassen, in welcher(m) eine drehbare Welle 14 und eine Rotationszylindertrommel 15 angeordnet sind, welche eine Vielzahl von Zylinderbohrungen aufweist, in welchen Kolben 16 hin- und
35 hergehen, wobei jeder Kolben 16 Gleitschuhe aufweist, welche an der Rotationszylindertrommel 15 angeordnet sind und von dieser vorragen, um direkt an Nockeneinrichtungen, wie bei-

spielsweise einen Neigungs-Druckplattenmechanismus 17, anzu-
liegen oder mit diesem mit Hilfe von gelenkigen Verbindungs-
stangen zusammenzuwirken. Die Zylindertrommel 15 rotiert
gegen eine flache Plattenventileinrichtung 13, welche ge-
krümmte, nierenförmige Einlaß- und Auslaßschlitze aufweist,
5 welche als Anschlüsse dienen, um in bekannter Weise einen
Ventilmechanismus zu vervollständigen, um eine Verbindung
geeigneter Phase oder Taktung zwischen Endanschlüssen von
Zylinderbohrungen 19 zu erhalten, in welchen Kolben hin- und
hergehen, sowie den Einlaß- und Auslaßdurchgängen der
10 Vorrichtung. Die in Fig. 1 gezeigte Pumpe hatt bis jetzt das
Design für Anwendungen aufgewiesen, in welchen der Bedarf
nach leichtem Gewicht, geringer Größe, hoher Leistung, hoher
Zuverlässigkeit und langer Lebensdauer, wie beispielsweise
15 in Fluidkraftsystemen in Flugzeugen, besteht. Die Entwickler
von Komponenten gehen auf diese Notwendigkeiten durch eine
sorgsame Anwendung von Fortschritten in der Technologie der
Materialien sowie der Herstellungsmethoden und -verfahren
ein. Wenn jedoch die Anforderungen ansteigen, so steigen die
20 Kosten zur Herstellung der Komponenten. Bis auf eine Fein-
abstimmung in bezug auf die Leistung haben sich in den
letzten Jahren geringe Änderungen in dem Pumpenkonzept er-
geben, wodurch eine lang bestehende Notwendigkeit für neue
Verbesserungen des Pumpenmechanismus bewirkt wurden.

25

Die in Fig. 1 gezeigte Pumpe resultiert aus einer Kombina-
tion und Verbesserung von Merkmalen von früheren Patenten
und wird normalerweise als Inline-Rotationskolbenpumpe be-
zeichnet. Das Basisprinzip dieser Vorrichtungen ist: Die
30 Achse eines Druckplattenelements ist relativ zur Drehachse
einer Zylindertrommel geneigt, welche Kolben längs ihrer
Längsachse aufweist. Ein Drehen der Zylindertrommel bewegt
die Kolben hin und her. Die gesamte Verdrängung der Vorrich-
tung ist durch den relativen Neigungswinkel zwischen den
35 Achsen der zwei Elemente gegeben. Die Verdrängung jedes
Kolbens ist durch die Fläche der Zylinderbohrung und die
Länge des Hubes des Kolbens bestimmt; und die Länge des

Hubes des Kolbens ist durch den relativen Neigungswinkel zwischen der Drehachse der Zylindertrommel und der Achse des Druckplattenelementes bestimmt.

- 5 Es war daher Praxis, die Verdrängung dieser Vorrichtungen durch Vorsehen eines Mechanismus zur Änderung des Neigungswinkels des Druckplattenelementes, wie dies in Fig. 1 dargestellt ist, oder durch Vorsehen eines Schwenkjoches zur Änderung des Neigungswinkels der Zylindertrommel zu ändern,
10 um die Kolbenhublänge zu variieren. Diese Justiermechanismen können händisch oder durch Fluiddruck betrieben sein.

Eine Alternative zu der Vorrichtung gemäß Fig. 1 ist, Paare von teleskopierbaren Hülzen 21 gemäß Fig. 2 zu verwenden,
15 welche durch in ihrer Position fixierte Kugelpfannengelenke an ihren Enden gehalten sind, wobei Nockenelemente nach Art eines Schwenkjoches 29 an einem Ende und Ventileinrichtungen 18 am anderen Ende vorgesehen sind. Eine Hülse und eine Kugelpfanne 27 an dem hohlen Ventilende ist hierbei so ausgebildet, um mit einem flachen Plattenventilmechanismus 18 in
20 Verbindung zu stehen. In diesen Vorrichtungen ist ein Arbeitsdrehmoment über verschiedene Gelenke bzw. Verbindungen übertragen. Da eine Winkelbewegung relativ zu der Kraftlinie an jedem Ende 25 und 27 der teleskopierbaren Hülzen auftritt, ist ein teures und die Lebenszeit begrenzendes Universal- bzw. Kreuzgelenk 23 erforderlich, um die Enden der teleskopierbaren Hülzen 21 in einer Drehausrichtung mit
25 geeigneter Phasenbeziehung zu halten; weiters schließt die Längsachse jeden Paares von teleskopierbaren Hülzen variable Winkel mit den dazugehörigen Paaren ein, wodurch auf die Rotationszylindertrommel 15 der Fig. 1 verzichtet wird. Dies erhöht jedoch Getriebeverluste, da jede teleskopierbare Hülseineinheit 21 vollständig dem Fluid in dem Gehäuse ausgesetzt ist.

35

Weiterer Stand der Technik zeigt gewisse Fluidvorrichtungen, welche rohrförmige Fluidleitungskolben und Lager verwenden,

welche das Zusammenwirken von hin- und hergehenden Federn erfordern, um jede Kolben- und Lagereinheit aus der zugehörigen Zylinderbohrung herauszuziehen und um sicherzustellen, daß das Fluidleitungslager in korrektem Kontakt mit der Ventiloberfläche verbleibt. Ein Konzept beinhaltet Rückschlagventile, welche durch das Fluid aus der hin- und hergehenden Bewegung jedes Kolbens betätigt werden.

Bei hin- und hergehenden Federn und oszillierenden Rückschlagventilen wurde gezeigt, daß sie einen negativen Einfluß auf die Zuverlässigkeit und Lebensdauer von Fluidkraftkomponenten aufweisen. Diese beweglichen Teile beeinflussen auch die Stabilität der Fluidkraftkomponenten. Es ist daher wünschenswert, diese Elemente in Hochleistungskomponenten zu vermeiden. Diese Erfindung vermeidet die Notwendigkeit für hin- und hergehende Federn und oszillierende Rückschlagventile.

Kolbenartige Fluidkraft-Übertragungseinheiten gemäß dem Stand der Technik verwenden zwei Axialkolben-Pumpen-Motoreinheiten, welche getrennte Rotationszylindertrommeln umfassen, welche durch eine Verbindungswelle gekoppelt sind. Diese Vorrichtungen wurden verwendet, um zwei hydraulische Systeme oder Schaltkreise für den Zweck der Übertragung von Leistungen von einem zum anderen bei gleichen oder unterschiedlichen Druck-Strömungsbedingungen zu verbinden. Die Notwendigkeit einer getrennten Verbindungswelle bewirkt, daß sie komplex, lang und schwer sind, wobei dies unerwünschte Merkmale sind. Diese Erfindung erzielt das gewünschte Resultat mit einer gemeinsamen Rotationszylindertrommel und dadurch weniger Elementen.

Doppelpumpenkomponenten gemäß dem Stand der Technik verwendeten zwei getrennte Zylinderblöcke, welche miteinander in Verbindung stehen, sodaß die Zylinderbohrungen jedes Zylinderblockes außer Phase durch eine Keil- bzw. Hauptkoppelungswelle positioniert sind, um Druckschwankungen zu redu-

zieren. Diese Erfindung erzielt das gewünschte Resultat mit weniger Elementen durch die Herstellung von Zylinderbohrungen ausgehend von gegenüberliegenden Enden einer gemeinsamen Rotationszylindertrommel und Anordnen derselben außer
5 Phase an einem Ende gegenüber dem anderen, wodurch die Notwendigkeit einer Keil- oder Hauptwelle und getrennte Drehzylinderblöcke vermieden wird.

Rotations-Axialkolbenvorrichtungen der in Fig. 1 dargestellten Type gemäß dem Stand der Technik waren über Jahre auf
10 dem Markt und haben gezeigt, daß sie erfolgreich sind, wobei sie besser adaptierbar und leistungsfähiger sind als andere Arten von Fluidenergie-Übertragungsvorrichtungen, wie beispielsweise vom Typ mit gleitenden Bügeln oder vom Getriebetyp für Anwendungen für extrem hohe Geschwindigkeiten
15 und hohe Drücke, beispielsweise den Antrieb von Zusatzgeräten von Flugzeugen. Aufgrund der Betätigungsmechanismen für eine variable Verdrängung und der damit in Zusammenhang stehenden Elemente sind die Einheiten für variable Verdrängung
20 beträchtlich größer, mit erhöhtem Gewicht und viel komplexer in ihrer Struktur als Vorrichtungen mit fester Verdrängung für dieselbe Verdrängung. Das Wachstum der Roboterindustrie und der Wunsch nach kleinen Fahrzeugen und Flugzeugen mit geringem Gewicht erhöht den Bedarf für
25 leichtgewichtiger und kleinere, haltbarere, mechanische Fluidkraftvorrichtungen. Der Leser wird bei einer Überprüfung der nachfolgenden Zielen, der Beschreibung und der Erörterung des Betriebes finden, daß diese Erfindung ungewöhnliche und überraschende Resultate erzeugt, welche diese seit
30 langem bestehenden Bedürfnisse ansprechen.

Ziele und Vorteile

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, Paare von teleskopierbaren, hülsenartigen Kolben und eine Rotationszylindertrommel zu verwenden, welche das Arbeitsdrehmoment auf die und
35 von der Vorrichtung durch einen großen, gut geschmierten

Oberflächenbereich zwischen einem Kolben und der Zylinderwand mit daraus resultierender Verbesserung in der Anpassungsfähigkeit bzw. Vielseitigkeit der Konstruktion, den Verschleißeigenschaften, der Komplexität, Größe, Gewicht, 5 Kosten und der Leistung überträgt.

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, das Verdrängungsvolumen zu vergrößern, ohne ungewünschte Reaktionsbelastungen zu bewirken, um eine verbesserte Pumpen- oder Motorkonstruktion zu 10 schaffen, worin die Größe der Vorrichtung pro Einheit der Verdrängung mit daraus folgender Reduktion an Platz und Gewicht verringert wird. Der Stand der Technik würde zusätzlichen Raumbedarf beanspruchen und mehr wiegen als diese Erfindung, da er erfordern würde, zusätzliche Pumpenelemente 15 oder eine Kombination mit vergrößerter Kolbengröße, größerem Verdrängungswinkel oder eine Zylindertrommel mit größerem Durchmesser aufzunehmen, um eine äquivalente Verdrängungskapazität zur Verfügung zu stellen.

20 Es ist ein Ziel dieser Erfindung, die Verwendung von hin- und hergehenden Federn zu vermeiden, um die Startbedingungen an Gleitlageroberflächen und die Zuverlässigkeit der Einheit zu verbessern.

25 Es ist ein Ziel dieser Erfindung, die Zuverlässigkeit zu erhöhen und die Kosten zu verringern, indem eine Justierung von kritischen Spieltoleranzen während der abschließenden Zusammenbauvorgänge vermieden wird.

30 Es ist ein Ziel dieser Erfindung, gewisse Lagerbedingungen zu verbessern, um die Leistung zu erhöhen und die Fähigkeit für maximale Betriebsgeschwindigkeit zu vergrößern. Ein bedeutender Geschwindigkeits- und Druck-Begrenzungsfaktor gemäß dem Stand der Technik ist die Belastungsfähigkeit der 35 Gleitlageroberflächen aufgrund ihrer Druck-Geschwindigkeits-(PV)-Faktoren. Dies bedeutet, daß die Belastung auf der Gleitlageroberfläche und die Geschwindigkeit, mit welcher

sich dieses bewegt, ein Begrenzungsfaktor für die Leistung und die Lebensdauer ist. Dies gilt beispielsweise für den Kolbenschuh auf der Lagerplatte, die Oberfläche 20 der Fig. 1A und für den Kolben auf den Zylindertrommel-Reibflächen 22 und 24. Zusätzlich dazu, daß sie Defekten ausgesetzt sind, trägt der Widerstand an diesen Oberflächen zu Druck-Geschwindigkeits-Belastungen an anderen kritischen Oberflächen 26, 28, 30 und 31 bei. Es ist auch zutreffend, daß aufgrund der gegenseitigen Abhängigkeit all dieser Oberflächen eine Verbesserung an einer Oberfläche die Betriebsbedingungen an zugehörigen Oberflächen und dadurch der Gruppe verbessern kann. Diese Erfindung weist Verbesserungen gegenüber dem Stand der Technik durch eine Reduktion der Druck-Geschwindigkeits-Faktoren an einigen der kritischsten dieser Oberflächen durch Reduktion der Geschwindigkeit bei 20 durch Rotieren der Tragplatte für die Kolbenschuhe, durch Ersatz des Gleitlagers bei 30 mit einem Lager der Anti-Reibungs-Type, wodurch die Belastung unter gewissen Betriebszuständen an dem Kolbenschuhhals 26 reduziert wird, durch Reduktion der durchschnittlichen Arbeitsbelastung bei 22 und 26, durch Vergrößerung des durchschnittlichen Längenzu-Durchmesser-Eingriffs zwischen dem Kolben und der Bohrung durch die Verwendung von zwei gleitenden Kolben vom Hülsentyp, welche sich in entgegengesetzte Richtungen bewegen, auf. Mit dem Stand der Technik vertraute Personen werden diese Verbesserungen als Verbesserung der Leistung und der Betriebsdauer der Komponenten erkennen.

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, eine Einrichtung zur Ändern der Verdrängung durch Neigen von einer der zwei Mitnehmeroberflächen durch einen größeren, eingeschlossenen Winkel zu schaffen, welcher auf beiden Seiten eines auf die Wellenachse normalen Winkels wirksam ist, wodurch das variable Verdrängungsvolumen erhöht wird, ohne die nachteiligen Belastungen zu bewirken, welche normalerweise mit vergrößerten Verdrängungswinkeln einhergehen. In dieser Erfindung ist die Beziehung zwischen: (i) der Verschiebung des

Mitnehmerwinkels aus der Normalen, (ii) dem Längen-zu-Durchmesser-Eingriff zwischen dem inneren Kolben 32, siehe Fig. 3, und dem äußeren Kolben 34, (iii) der Eingriff zwischen dem äußeren Kolben 34 und der Rotationszylindertrommel 62 ähnlich ausgebildet zu derjenigen, wie sie sich normalerweise im Stand der Technik als erfolgreich gezeigt hat. Da jedoch der gesamte aktive Verschiebungs- bzw. Verdrängungswinkel der Erfindung sehr viel größer ist als im Stand der Technik, ist der durchschnittliche Kolben-zu-Bohrung-Eingriff (siehe Bereich 22 - 24 in Fig. 1A) sehr viel größer. Dies verbessert die Volumeneffizienz und die Verschleißeigenschaften der Bohrung bei den durchschnittlichen Arbeitsbedingungen. Daraus resultieren geringere Betriebskosten und eine längere Lebensdauer.

15

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, die notwendige Länge der Pumpe längs der Längsachse, um welche die Pumpenelemente rotieren, zu verringern und dadurch die Vibrationseigenschaften zu verbessern, da der Schwerpunkt näher zum Antriebsende der Pumpe liegt.

20

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, die Funktionen von gewissen Teilen mit einer daraus folgenden Reduktion der Herstellungskosten, der Größe und dem Gewicht zu kombinieren. Diese Erfindung kombiniert einige oder alle der Designfunktionen von gewissen getrennten Teilen gemäß dem Stand der Technik in Einzelteile, wie etwa: (i) Bewegen der Ventilsfunktion von der Fläche des Rotationszylinderblocks 31 in Fig. 1A zu der Kolbensschuh-Lagerplatte, (ii) Kombinieren der entsprechenden Ventilblockfunktion mit der Kipphebel-Mitnehmerplatte, um ein Teil zu eliminieren, welches als Ventilblock im Stand der Technik bezeichnet wird. Diese Merkmale stellen einen Vorteil gegenüber dem Stand der Technik dar, weil sie: die Herstellungskosten aufgrund weniger benötigter Arbeitsschritte reduzieren; das Gewicht aufgrund weniger benötigter Teile reduzieren; das Reduzieren des einseitigen Momentes durch Anordnung des Schwerpunktes näher beim Befestigungs-

35

flansch, was die Vibrationscharakteristika verbessert; die Einsatzmöglichkeit von geringerem Querschnitt und vielseitigen Einlaß- oder Auslaßpositionen verbessert; Oberflächendichtungsprobleme hohen statischen Drucks an O-Ringartigen Trennlinien durch Neupositionierung eines erforderlichen Hochdruck-Dichtungsmerkmals von dem Ventilblock, welcher in Fig. 1 gezeigt ist, verringern.

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, die Möglichkeit einer Herstellung von Teilen aus nicht-metallischen Materialien durch Beschränkung von Bereichen hoher Belastungen auf weniger Teile zu erhöhen. Daher können Bestandteile, wie beispielsweise das Gehäuse, mit geringeren Kosten erzeugt werden.

Es ist ein Ziel der Erfindung, die für Fluid-Motorpumpen oder Doppelpumpen erforderlichen Elemente durch Integration der hin- und hergehenden Betätigung von zwei getrennten Pumpen- oder Motorgruppen mit axialen Kolben in einer Rotationszylindertrömmel zu reduzieren. Derart fungieren sie als eine Fluid-Motor/Pumpe oder ein Doppelmotor oder eine Doppelpumpe, welche in oder zwischen getrennten Systemen und daraus resultierenden Verringerungen an Kosten, Gewicht, Komplexität und Größe betrieben werden können, da die Notwendigkeit für eine Verbindungswelle eliminiert wird, wodurch eine kürzere Baulänge und eine wirkungsvollere Verwendung von Stützlagern und -struktur ermöglicht wird.

Es ist ein Ziel dieser Erfindung, Fluid-Druckschwankungen durch Integration der hin- und hergehenden Bewegung von zwei getrennten Pumpen- oder Motorgruppen von axialen Kolben in eine Rotationszylindertrömmel zu reduzieren und jede getrennte Pumpengruppe außer Phase, eine Gruppe relativ zur anderen, angeordnet ist, um Druckschwankungen in Doppelpumpenanwendungen zu reduzieren. Diese Anordnung eliminiert eine Rotationszylindertrömmel und ihr Abstützsystem sowie eine Keil-Kupplungswelle, wie sie gemäß dem Stand der Technik erforderlich war.

Es wird auf die Figuren und Beschreibung der Details verwiesen, um die obengenannten Vorteile sowie einige zusätzliche zu überprüfen, welche aus der nachfolgenden Erörterung
5 betreffend den Betrieb der Vorrichtung ersichtlich werden.

Erörterung der Betriebsweise

Eine bevorzugte Ausführungsform dieser Erfindung, welche
10 viele der obigen Vorteile aufweist, ist Fig. 3, welche zwei Gruppen von hülsenartigen Kolben 32 und 34 verwendet, welche teleskopierbar miteinander und zwischen zwei Winkelblock-Druckplatten 49 und 148 wirken, welche als Mitnehmereinrichtung verwendet werden. Die Mitnehmerwinkel ergänzen einander,
15 um eine Vergrößerung des effektiven Verdrängungswinkels ohne Vergrößerung des maximalen Winkels von einem Winkel normal auf der Wellenachse zu erlauben, welche normalerweise in Inline-Kolben-artigen Pumpen verwendet wird. Eine Vergrößerung der Verdrängung auf diese Weise vermeidet nach-
20 teilige Kräfte auf die rotierenden Elemente, welche normalerweise in dem Stand der Technik mit größeren Verdrängungswinkeln einhergehen. In dieser Erfindung ist der maximale Verdrängungswinkel von einem Winkel senkrecht auf die Längsachse der Rotation derart gewählt, daß er nicht größer ist
25 als derjenige, welcher sich im Stand der Technik als wirkungsvoll erwiesen hat. Der Vorteil dieser Erfindung ist, daß der Verdrängungswinkel zu beiden Seiten dieses senkrechten Winkels wirksam ist. Das Ergebnis ist die eine Konstruktion einer Vorrichtung, welche eine reduzierte Größe
30 und ein reduziertes Gewicht gegenüber dem Stand der Technik bei gleicher Verdrängung in entweder der Betriebsweise mit fester als auch mit variabler Verdrängung, aufweist.

Obwohl der Kolben 34 als die Antriebszylindertrummel für den
35 Innenkolben 32 dient, ähnlich wie dies in Patent Nr. 2 146 133, R. L. Tweedale, und Patent Nr. 3 108 543, W. McGregor beschrieben ist, kann er auch ohne den inneren Kolben 32 in

einer Welle einer Rotationszylindertrommel funktionieren, wobei die Zylinderbohrung an einem Ende geschlossen ist, um eine unterschiedliche Kombination von Vorteilen zu ergeben, wie dies später in der Beschreibung der Fig. 7 und 8 erörtert wird.

In Fig. 3 liegt ein hydrodynamisches, gleitendes Fluidleitungslager 50 an einer Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 an, wobei diese viele der Merkmale der Lagerplatte gemäß dem Stand der Technik aufweist, mit der Ausnahme, daß der neuartige Vorteil dieser Lagerplatte darin besteht, daß sie sich zusätzlich zu ihrer Funktion als Lagerfläche für das Lager 50 auch um ihre Achse dreht, um dem Lager 50 zu folgen, und daß sie als eine Ventilplatte zur Übertragung von Fluid zwischen dem Lager 50 und Öffnungen in der Winkeloberfläche der Ventilblock-Verschleißplatte 49 dient.

Der neuartige Vorteil, welcher aus der gemeinsamen Bewegung der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 und dem Lager 50 resultiert, liegt darin, daß die Geschwindigkeit zwischen diesen zwei kritischen Lageroberflächen stark reduziert im Vergleich zu Pumpen gemäß dem Stand der Technik ist, wodurch die Druck-Geschwindigkeits-Verschleißcharakteristika verbessert werden. In dieser Erfindung ist die Geschwindigkeit zwischen der Fläche des Lagers 50 und der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 darauf reduziert, daß sie nur aus der elliptischen Bewegung des Lagers 50 auf die Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 resultiert. Die entsprechenden Löcher im Einzelnen 52, 54 und 56, siehe Fig. 6, sind derart ausgebildet, um diese Bewegung ohne Beeinträchtigung zu erlauben. Im Stand der Technik, wie er beispielsweise in Fig. 1 gezeigt ist, tritt diese elliptische Bewegung auf, wobei jedoch eine zusätzliche Bewegung hoher Geschwindigkeit auch auftritt, welche das Ergebnis des Anliegens des Kolbenschuhes an einer nicht-rotierenden Oberfläche ist. Diese zusätzliche Bewegung hoher Geschwindigkeit einer Lagerfläche hat einen negativen Einfluß auf die Lebensdauer der Einheit.

In Anschluß an die obige Erörterung haben Druck-Geschwindigkeits- (PV)-Faktoren an Oberflächen des Kolbenschuhs ein wesentlicher Einfluß auf den normalen Verschleiß und auf die Fehleranfälligkeit von Pumpen gemäß dem Stand der Technik. Eine hohe Geschwindigkeit zwischen der Kolbenschuhfläche und seiner Verschleißfläche ist im Stand der Technik aufgrund ihres negativen Einflusses auf die Belastungsfähigkeit des Fluidfilms zwischen den Teilen ein geschwindigkeitsbegrenzender Faktor. Da die Erfindung beträchtlich die Geschwindigkeit zwischen der Kolbenschuhfläche und seiner Lagerfläche reduziert, ist die Leistung gegenüber dem Stand der Technik aufgrund eines verringerten Widerstands und die Standzeit aufgrund eines geringeren Verschleißes erhöht.

15

Ein weiteres neuartiges Merkmal der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 liegt darin, daß sie die Designfunktionen von Teilen gemäß dem Stand der Technik, welche allgemein als die Kolbenschuh-Reibplatte und das Flächenende der Zylindertrommel bekannt sind, welche oftmals als Zylinderblock bezeichnet sind, in einem Teil kombiniert, welcher sowohl die Druckbeanspruchungen vom Lager 50 auf den Winkelblock trägt als auch die Ventilfunktion ausübt. Diese Funktionen werden durch getrennte Teile in Konstruktionen durchgeführt, welche im Stand der Technik gut bekannt sind, wie dies beispielsweise in Fig. 1A gezeigt ist. Eine Kombination der Kolbenschuh-Lagerplatte und der Ventilfunktionen in einem Teil reduziert die Herstellungs- und Reparaturkosten gegenüber denjenigen gemäß dem Stand der Technik.

30

Ein weiterer neuartiger Vorteil gegenüber dem Stand der Technik, wie er oben erörtert wurde, liegt darin, daß in dieser Erfindung die Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 in einem Anti-Reibungslager 48 angeordnet ist, welches die Kolbenrückziehbelastungen auf den Winkelventilblock 60 überträgt. Pumpen gemäß dem Stand der Technik, wie sie beispielsweise in Fig. 1 gezeigt sind, verwenden eine nicht-

rotierende Rückhalteplatte, welche in "gleitendem" Kontakt mit dem rotierenden Schuhrückhalter zur Steuerung des Spiels des Kolbenschuhs und zur Übertragung der Kolbenausziehbelastung auf den Winkelblock stehen. Diese gleitende Lageroberfläche, siehe Fig. 1A, Position 30, ist eine häufige Fehlerquelle, da eine Störung dieser Oberfläche aufgrund einer übermäßigen Belastung oder Verschleiß in einem Widerstand resultieren, welcher einen nicht akzeptablen Verschleiß an dem Antriebskolbenschuhhals bewirkt, siehe Fig. 1A, Position 26. Die maximal zulässige Betriebsgeschwindigkeit und der minimale Einlaßdruck werden durch diese Lageroberfläche beeinflusst, wobei dies ein bedeutender Faktor ist, welcher den Betriebsbereich gemäß dem Stand der Technik beeinflusst. Eine Verwendung eines Kugel- oder Rollenlagers, welches eine bessere Belastbarkeit aufweist, wie die Verwendung eines Lagers 48 in dieser Erfindung reduziert die Kräfte, welche der Rotation der Kolbenschuh-Antriebsplatte 52 entgegenwirken, um die Geschwindigkeits- und Einlaßdruck-Charakteristika zu verbessern.

Zusätzliche Ziele und Vorteile der Erfindung werden bei einer Betrachtung der beigeschlossenen Zeichnungen, der Beschreibung und der Erörterung der Elemente dieser Erfindung ersichtlich werden.

Beschreibung der Zeichnungen

Obowhl einige der hierin enthaltenen Beschreibungen eine Welle als eine Einrichtung zur Übertragung eines Drehmoments zu der und von der Vorrichtung zeigen, soll klargestellt werden, daß eine Welle lediglich eine von verschiedenen Möglichkeiten ist, welche für die Zufuhr oder Abgabe von Rotationsenergie verwendet werden können. Dies gilt beispielsweise für die Herstellung der Rotationszylindertrommel als ein integriertes Teil des Rotors eines Elektromotors oder Generators; oder die Herstellung desselben als ein inte-

griertes Teil der Nabe eines Ritzels in einer getriebeartigen, mechanischen Übertragung.

5 Fig. 1 ist eine Schnittansicht einer gut bekannten Type einer Inline-Kolben-Pumpe gemäß dem Stand der Technik, bei welcher die kritischen Gleitlageroberflächen in Fig. 1A identifiziert sind, um die Erörterung und den Vergleich der Erfindung mit dem Stand der Technik zu erleichtern.

10 Fig. 2 ist eine Schnittansicht einer Pumpe der Art mit teleskopierbarer Hülse gemäß dem Stand der Technik, um die Erörterung und den Vergleich der Erfindung mit diesem Stand der Technik zu erleichtern.

15 Fig. 3 ist eine Schnittansicht längs der Linie 3-3 der Fig. 4 einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung, welche eine Pumpe variabler Verdrängung in der gezeigten Anordnung ist.

20 Fig. 4 ist eine Endansicht der Fig. 3, welche die Anordnung von gekrümmten Schlitzen und deren Zusammenhang mit den Einlaß- und Auslaßsystem-Fluidanlenkpunkten zeigt.

25 Fig. 5 ist eine Explosionsdarstellung, die gewisse Elemente der Fig. 3 in einer Zusammenbausequenz zeigt, wobei die Gehäuse- und Montageflanschstruktur ausgenommen ist.

30 Fig. 6 ist eine Explosionsdarstellung einer Untereinrichtung 68 in einer Zusammenbausequenz, umfassend eine isometrische Darstellung der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56, welche Löcher 55 und 57 mit abgestuftem Durchmesser zeigt.

35 Fig. 7 ist ein Querschnitt in Draufsicht längs der Linie 7-7 der Fig. 8, um einen anderen Weg zu zeigen, in welchem die Untereinrichtung 68 verwendet werden kann, um eine variable Verdrängungspumpe mit niedrigem Querschnitt zu schaffen.

Fig. 8 ist eine Endansicht einer Pumpe mit niedrigem Querschnitt, welche zeigt: eine aus einer Vielzahl von möglichen Positionen einer Druckkompensations-Steuervorrichtung; einen aus einer Vielzahl von Wegen einer Abstützung eines Kipphebel-Ventilblocks; einen aus einer Vielzahl von Wegen der Übertragung eines Systemfluids zu der und von der Pumpe. Das Konzept der Abdichtung der hohlen Drehbolzen und der Systemverbindung ist ähnlich zu dem im Patent Nr. 2 586 991, K. I. Postel, verwendeten.

10

Fig. 9 ist eine Draufsicht auf eine Pumpe niedrigen Querschnitts, welche den neuartigen Zusammenhang zwischen der Länge L und der Breite W sowie eine Methode der Anordnung der Fluidsystem-Kontaktpunkte zeigt.

15

Fig. 10 ist eine Schnittansicht längs der Linie 10-10 der Fig. 11, um eine Fluid-Motor/Pumpe unter Verwendung von zwei Untereinrichtungen 68 zu zeigen, wobei eine Anordnung in einer gemeinsamen Rotationszylindertrommel und eine Aufnahme in einem geeigneten Gehäuse mit einem Stützapparat erfolgt, um eine antreibende Motorfunktion und eine angetriebene Pumpenfunktion in jeder Richtung der Fluidkraftflußrichtung zu erhalten.

25 Fig. 11 ist eine Endansicht der Fig. 10, welche eine typische Anordnung der gekrümmten Schlitze und deren Zusammenhang mit dem System-Fluidanlenkpunkten zeigt.

Es wird nunmehr in größerem Detail auf die Fig. 3, 4, 5 und 6 Bezug genommen, welche eine bevorzugte Ausführungsform dieser Erfindung als eine variable Verdrängerpumpe beschreiben. Ein Eingangs- oder Ausgangsdrehmoment wird durch eine Rotationszylinderwelle 62 übertragen, welche einen größeren und einen kleineren Durchmesser aufweist, wobei eine Vielzahl von Zylinderbohrungen durch den größeren Durchmesser parallel zu der Längsachse 64 der Welle ausgebildet sind und in einer jeweils gleiche Abstände

30
35

aufweisenden Anordnung am Umfang angeordnet sind. Jede Bohrung ist in gleitendem Kontakt in Eingriff mit einem hülsenartigen, rohrförmig ausgebildeten Fluidleitungskolben 34, welcher sich parallel zu der Längsachse 64 der Welle hin- und herbewegt. Ein innerer hülsenartiger Kolben 32 bewegt sich in der hohlen, zentralen Ausnehmung eines äußeren Kolbens 34 als eine Einrichtung zur Vollendung eines Endes einer Pumpenkammer 66 hin und her. Der äußere hülsenartige Kolben 34 ist ausreichend hohl, um zu ermöglichen, daß das primäre Arbeitsfluid von einem Ende zum anderen hindurchströmt; und er ist an der Oberfläche der Ventilblock-Verschleißplatte 49 unter Ausbildung eines Teils der mechanischen Ventilvorrichtung-Untereinrichtung 68, siehe Fig. 5, gehalten, welche mit Fluid eines gekrümmten Einlaßschlitzes 41 und einem gekrümmten Auslaßschlitz 61 der Ventilblock-Verschleißplatte 49 in Verbindung steht, um die Pumpenkammer 66 zu vervollständigen.

Eine Antriebsplatte 52, ein Kolbenschuh-Abstandhalter 54 und eine Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 sind durch eine Befestigungseinrichtung 36 zusammengeklammert, um den Schulterdurchmesser des gleitenden Fluidleitungslagers 50 zu umschließen, welches an dem Kolen 34 durch ein gesenkgeschmiedetes Kugellager festgelegt ist, um eine mechanische Ventilvorrichtung-Untereinrichtung 68 zu bilden, wie sie in Fig. 5 und 6 gezeigt ist. Die Untereinrichtung 68 liegt an der austauschbaren Ventilblock-Verschleißplatte 49 an, welche an der Oberfläche des Ventilblocks 60 angeordnet ist, welche unter einem Winkel zur Längsachse 64 durch den in das Gehäuse 176 eingebauten Winkel hindurch angeordnet ist. Die Verschleißplatte 49 ist fakultativ, um Reparaturkosten des Ventilblocks 60 auf eine Weise zu reduzieren, welche für Fachleute bestens bekannt ist. Die Verschleißplatte 49 ist in Fig. 5 absichtlich nicht gezeigt, um dieses Merkmal zu illustrieren.

Der Ventilblock 60 und die Verschleißplatte 49 bilden derart eine Mitnehmereinrichtung mit fixiertem Winkel und umfassen in Drehrichtung phasenversetzte, gekrümmte Schlitze 59 und 61 für eine geeignet getaktete Verbindung mit dem Einlaß- und Auslaßfluid, um eine durch Rotation getaktete Ventileinrichtung zu vervollständigen. Ein Lager 48 ist auf einer Lagerstütze 58 in loser Passung angeordnet und ist axial an seinem Platz durch einen Rückhalter 46 gehalten. Falls ein Festsitz für das Lager 48 gewünscht wird, kann die Lagerstütze 58 derart ausgebildet sein, daß sie frei bewegbar ist, um Herstellungstoleranzen aufzunehmen. Sie würde in ihrer Position durch eine Befestigungseinrichtung beim endgültigen Zusammenbau verriegelt werden, nachdem eine Überprüfung durchgeführt wurde, um sicherzustellen, daß ein "Festsitzen" der zusammengebauten Teile nicht auftritt. In jedem Fall ist die Untereinrichtung 68 frei drehbar. Die Untereinrichtung 68 ist gegen den Ventilblock 60 durch das Lager 48, eine Feder 38, eine Beilagscheibe 41 und eine Federsicherung 40 gehalten. Die Federsicherung 40 wird an der Stütze 58 durch einen Rückhalter 42 gehalten. Die Last der Feder 38 stellt den Kontakt zwischen den Oberflächen der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 und der Ventilblock-Verschleißplatte 49 sicher, wenn die Fluidkräfte nicht ausreichend sind, um diesen Kontakt aufrecht zu halten.

Die Breite der Abstandsplatte 54 ist größer als die Breite des Schulterflansches des Lagers 50 um ein Verklemmen des Lagers 50 zwischen der Antriebsplatte 52 und der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 zu verhindern, wenn die Befestigungseinrichtung 36 in ihrer Position ist. Die Löcher im Kolbenschuh-Abstandhalter 54, wie dies in Fig. 6 gezeigt ist, sind derart ausgebildet, um einen ausreichenden Spielraum für den Flansch des Lagers 50 zu schaffen. Dieser Spielraum ist ausreichend, um zu erlauben, daß sich das Lager 50 frei auf seinem elliptischen Weg auf der Oberfläche der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 bewegt. Die Antriebsplatte 52 umschließt alle Kolben, wie dies in Fig. 6 gezeigt

ist. Das Loch in der Antriebsplatte 52 ist groß genug, um die elliptische Bewegung des Halses des Lagers 50 aufzunehmen und ist kleiner als der maximale Durchmesser des Flansches des Lagers 50, sodaß die Antriebsplatte 52 das Lager 50 zurückhält, um den äußeren Kolben 34 aus seiner Zylindertrummel in einer für Fachleute bestens bekannten Art herauszuziehen.

Der Zusammenhang zwischen der Antriebsplatte 52 und dem Lager 50 ist derart, daß, wenn die Rotationszylindertrummel 62 gedreht wird, der halsartige, geringere Durchmesser des Lagers 50 mit den Löchern in der Antriebsplatte 52 in Eingriff gelangt, um Rotationsenergie auf alle Teile der Untereinrichtung 68 mit Ausnahme des Kolbens 34 zu übertragen und diese um eine Drehachse anzutreiben, welche der Längsachse des Ventilblocks 60 entspricht.

Das Lager 50 ist an dem Kolben 34 mit einer gesenkgeschmiedeten Kugelpfanne festgelegt und ist als ein hydrostatisches Fluidleitungslager vom Gleittyp ausgebildet, um die axialen Belastungen auf den Kolben 34 auf die Oberfläche der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 zu übertragen. Der Kolben 34 und das Lager 50 liegen aneinander an und sind in Fluidkontakt und in einer gleitenden Bewegung auf der Oberfläche der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 frei bewegbar, welche an der Oberfläche der Ventilblock-Verschleißplatte 49 anliegt, sodaß die Längsachse 63 des Kolbens 34 nicht daran gehindert wird, fluchtend mit der Längsachse 64 der Welle 62 der Rotationszylindertrummel zu verbleiben. Der Fluidleitungsdurchmesser des Lagers 50 ist derart ausgebildet, daß sein Verhältnis zu den Innen- und Außendurchmessern des Lagers 50 ein hydraulisch im Gleichgewicht befindliches, hydrostatisches Lager zwischen der Oberfläche des Lagers 50 und der Oberfläche der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 ausbildet. Eine Fluidichtung ist an dieser Zwischenfläche ausgebildet, um ein übermäßiges Lecken des Arbeitsfluids zu vermeiden. In dieser Beziehung ist der Kolbenschuh für Fach-

leute gut bekannt. Das gleitende Fluidleitungslager 50 ist ausreichend hohl, um als eine Leitung für das Arbeitsfluid zu dienen.

- 5 Die Axialkräfte des Lagers 50 wirken mit der Kraft der Feder 38 zusammen, um die Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 konstant in Eingriff mit der Oberfläche der Verschleißplatte 49 zu pressen, sodaß das Spiel an diesen Oberflächen automatisch justiert wird, um sowohl Variationen in der Visko-
10 sität des Arbeitsfluids zu berücksichtigen als auch einen Verschleiß zu kompensieren.

Es sind Fluidübertragungslöcher 57 und 55 mit größerem und kleinerem Durchmesser in der Fluidübertragungs-Ventilplatte
15 56 vorgesehen, wie dies in Fig. 6 gezeigt ist. Diese Löcher sind auf einem Bolzenkreis mit demselben Durchmesser ausgebildet, wie er für die Zylinderbohrungen der Welle 62 der Rotationszylindertrommel verwendet wird. Sie sind ausgebil-
det, um einen Teil der Ausgleichskraft zwischen der Fluid-
20 übertragungs-Ventilplatte 56 und der Verschleißplatte 49 zu bilden, wenn Fluiddruckkräfte vorhanden sind. Die verbleibenden Axialkräfte auf die Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 werden durch das Fluid durch Steuerung von anderen Bereichen auf seiner flachen Oberfläche ausgeglichen. Wenn die Fluid-
25 übertragungs-Ventilplatte 56 in anliegender und fluiddichter Beziehung auf der flachen Oberfläche der Verschleißplatte 49 rotiert, ist die resultierende Kraft derart, daß sie auf die Verschleißplatte 49 gerichtet ist, sodaß die Belastbarkeit optimal ist und ein Lecken in das Gehäuse unabhängig von den
30 Betriebdrücken minimiert wird. Dieser Zusammenhang ist für Fachleute bestens bekannt. Dieses Konzept ist ähnlich zu demjenigen, welches zum Ausgleichen des Zylinderblocks auf der Ventilblockoberfläche von Pumpen gemäß dem Stand der Technik verwendet wird, wie es in Fig. 1 gezeigt ist.

35

In Rotationsrichtung phasenversetzte, gekrümmte Schlitzte 59 und 61 sind in die Oberflächen der Verschleißplatte 49 und

des Ventilblocks 60 derart eingearbeitet, daß sie mit Einlaß- und Auslaß-Systemfluiddurchtritten 65 und 67 in Verbindung stehen, welche im Ventilblock 60 angeordnet sind. Eine flache Plattenventileinrichtung ist auf diese Weise vervollständigt, um abwechselnd die Pumpenkammer 66 mit dem Einlaß- und Auslaß-Systemfluid mit geeigneter, phasenversetzter Taktung für den effizienten Durchtritt dieses Fluids zu der und von der Fluidübertragungs-Ventilplatte 56 zu verbinden.

10

Der mit einem Gewinde versehene Bereich des Fluiddurchtritts 67 im Ventilblock 60 dient in gut bekannter Weise als der Einlaß-Systemfluid-Anlenkpunkt. Ein ähnlicher, mit einem Gewinde versehener Anlenkungspunkt, siehe Fig. 4, ist in dem Auslaß-Fluiddurchtritt 65 vorgesehen. Der Ventilblock 60 dient zum Schließen des offenen Endes des Gehäuses 176 und ist mit diesem durch eine Serie von Bolzen 140 in Kontakt gepreßt, welche geeignet an seinen Umfang angeordnet sind. Eine statische O-ringartige Dichtung 71 verhindert ein Lecken nach außen zwischen dem Ventilblock 60 und dem Gehäuse 176. Der Ventilblock 60 nimmt einen typischen Druckkompensations-Ventilmechanismus auf, um automatisch den Ausgabedruck zu steuern, welcher von außen bei einer Mutter 69 justierbar ist. Der interne Mechanismus des Druckkompensationsventils ist nicht beschrieben, da er Fachleuten gut bekannt ist. Dieser Mechanismus stellt Fluid unter Druck über einen Fluiddurchtritt 70 einem Steuerkolben 160 zur Verfügung. Andere Einrichtungen zur Bewegung eines Joches 144 können entsprechend den Anforderungen der Anwendung verwendet werden. Ein Lecken nach außen des Steuerfluids wird durch eine statische O-Ring-Dichtung 170 verhindert.

Radiale Belastungen auf die Welle 62 der Rotationszylindertrommel werden durch ein Radiallager 118 und ein Radialdrucklager 120 aufgenommen. Axialkräfte auf die Welle 62 des Rotationszylinders werden durch das Radialdrucklager 120 auf ein Zwischenstück 122 und dann durch die äußere Laufbahn des

Lagers 118 auf eine Schulter übertragen, welche in dem Gehäuse 176 als Teil einer Stützeinrichtung für Elemente der Pumpe ausgebildet ist. Andere Radial- und Axialbelastungen, welche auf die Welle 62 der Rotationszylindertrommel wirken, werden durch das Radialdrucklager 124 auf einen Befestigungsflansch 168 übertragen, welcher zur Vervollständigung eines Gehäuses um den Mechanismus durch Zusammenwirken mit einer flachen Oberfläche des Gehäuses 176 dient. Der Flansch 168 und das Gehäuse 176 sind über einen Zapfen 192 drehbar angeordnet und in Kontakt durch nicht dargestellte Bolzenbefestigungen gepreßt, welche um den Umfang der aneinander anliegenden Teile in einer gut bekannten Weise geeignet angeordnet sind. Eine nicht dargestellte, geeignete Ablassöffnung ist im Gehäuse 176 angeordnet, um in einer gut bekannten Weise ein Lecken nach innen in das System rückzuführen. Eine statische O-Ring-Dichtung 182 verhindert ein Fluidlecken nach außen zwischen den Teilen 176 und 168. Eine Wellendichtung-Untereinrichtung 126 rotiert mit der Welle 62 der Rotationszylindertrommel und liegt in gleitendem Kontakt an einem Dichtelement 129 an. Das Dichtelement 129 wird durch einen Rückhalter 125 in Position gehalten, um den Abschluß des Gehäuses zu vervollständigen und ein übermäßiges Fluidlecken nach außen um die Welle 62 der Rotationszylindertrommel zu verhindern. Eine statische O-Ring-Dichtung 128 verhindert ein Fluidlecken nach außen über den Außendurchmesser des Dichtelementes 129 hinaus. Die Welle 62 der Rotationszylindertrommel ist mit einer austauschbaren Wellenkupplung 190 in aufgekeiltem Kontakt zusammengegepaßt und durch eine Schraube 188 und eine Mutter 186 gehalten. Eine Kappe 184 schließt die Öffnung für die Schraube 188 und eine statische O-Ring-Dichtung 192 verhindert einen Verlust von Schmiermittel aus der Keilwellenkammer, um eine Antriebs- und Abstützeinrichtung für die rotierenden Elemente der Pumpe zu vervollständigen.

35

Ein hülsenartiger Kolben 32 ist mit dem Kolbensschuh 146 über einen Schwenkzapfen-artigen, gesenkgeschmiedeten Kugelpfan-

neneingriff gekoppelt. Der Kolbenschuh 146 ist in dichtendem Eingriff mit der flachen Oberfläche der Lagerplatte 148 gepreßt, wenn Fluidruckkräfte vorhanden sind. Eine Kolbensschuh-Rückhalterplatte 136 umschließt den Hals des Kolbenschuhs 146 mit ausreichenden Spiel, um eine elliptische Bewegung des Schuhs zu ermöglichen, wenn ein bewegbarer Kippplattenhebel 144 unter einem von einem normalen Winkel auf die Achse der Welle 62 der Rotationszylindertrommel unterschiedlichen Winkel verschoben wird. Das Abstandsloch in der Schuh-Rückhalteplatte 136 ist kleiner als der Außendurchmessers des Kolbenschuhs 146, sodaß die Kolbensschuh-Rückhalterplatte 136 dazu dienen kann, die Untereinrichtung des Kolbenschuhs 146 und des hülsenartigen Kolbens 32 während des Einlaßabschnittes des Pumpvorganges herauszuziehen. Die Kolbensschuh-Rückhalterplatte 136 wird am Joch bzw. Hebel 144 durch eine Hebelrückhalteplatte 140 gehalten, welche am Hebel 144 durch eine Schraube 138 in Position gehalten und befestigt ist. Diese Teile bilden eine Hebeluntereinrichtung 130, wie sie in Fig. 5 gezeigt ist. Die Hebeluntereinrichtung 130 ist im Gehäuse 176 durch Lager 132 und 134 positioniert. Die Anordnung der Teile, welche eine Mitnehmerfläche nach Art eines schwenkbaren Hebels bilden, ist ähnlich in der Ausführung zu der in Fig. 1 gezeigten und ist Fachleuten bestens bekannt.

Ein ausreichendes Spiel ist im Gehäuse 176 und im Montageflansch 168 vorgesehen, sodaß der bewegbare Kippplattenhebel 144 entweder zu einem Winkel 177 oder zu einem Winkel 178 gedreht werden kann. Ein Steuerdruck von dem obengenannten Druckkompensations-Ventilmechanismus wird dem Steuerkolben 160 zugeführt, welcher in Kontakt mit der Lagerfläche 145 steht, um den Hebel 144 und die Kugel 166 gegen eine Federführung 163 zu bewegen, um Federn 162-1 und -2 zusammenzudrücken, welche durch einen Federrückhalter 164 zurückgehalten werden, welcher in Eingriff mit einem Abstützpunkt 165 gepreßt ist und geeignet frei schwenkbar ist. Diese Anordnung von Elementen bildet eine neuartige

Justiereinrichtung zur Regulierung des Mitnehmerwinkels der Mitnehmereinrichtung.

Der Mitnehmerwinkel des Gehäuses 176 sowie der Hebel 144 und
5 der Ventilblock 60 sind in Drehrichtung positioniert, um mit
den gekrümmten Schlitzen 59 und 61 zusammenzuwirken, sodaß
Druckschwankungen minimiert werden.

Es wird nun in größerem Detail auf die Fig. 7 und 8 Bezug
10 genommen, welche eine andere Ausführungsform dieser Erfindung
als eine Niederquerschnittspumpe beschreiben, worin der
Ventilblock von Pumpen gemäß dem Stand der Technik dadurch
eliminiert wurde, daß seine Funktion in die Mitnehmerober-
fläche und Bolzenfluiddurchtritte eines Kipphebels inte-
15 griert wurden. Dieser Ansatz reduziert das einseitige Moment
und beseitigt auch die Notwendigkeit für statische Dichtungen
auf einem hochbeanspruchten, Querplatten-artigen Ventil-
block, welcher einer Biegebeanspruchung ausgesetzt ist.
Derartige Dichtungen können Probleme mit sich bringen,
20 welche für ihre Lösung teure Dichteinrichtungen erfordern.

Fig. 7 ist eine Querschnittansicht einer variablen Ver-
drängungspumpe niedrigen Querschnitts entlang einer Linie 7-
7 der Fig. 8, welche umfaßt: ein Gehäuse 402 und eine
25 Endhaube 422, welche mit Schrauben 416 miteinander verbunden
sind, welche am Umfang um den Außendurchmesser für eine
korrekte Lastverteilung angeordnet sind. Eine O-Ring-artige,
statische Dichtung 414 verhindert ein Fluidlecken zwischen
den aneinander anliegenden, flachen Oberflächen des Gehäuses
30 402 und der Endhaube 422, um eine Umhüllung zu vervoll-
ständigen, welche eine Welle 412 einer Rotationszylinder-
trommel aufweist, welche geeignet in Lagern 400 und 418 für
eine Rotation in dem Gehäuse und um die Wellenachse ange-
ordnet ist. Die Welle 412 der Rotationszylindertrommel bein-
35 haltet eine Vielzahl von Zylinderbohrungen, welche an einem
Ende geschlossen sind und in einer jeweils gleiche Abstände
aufweisenden Anordnung am Umfang parallel zu und um die

Wellenlängsachse angeordnet sind. Eine geeignete Wellendichtungs-Untereinrichtung 438 verhindert ein übermäßiges Fluidlecken nach außen um den Wellenaustritt aus dem Gehäuse 402. Eine statische, O-Ring-artige Dichtung 439 verhindert
5 ein Fluidlecken nach außen über die Wellendichtungs-Untereinrichtung 438.

Eine mechanische Ventilvorrichtungs-Untereinrichtung 68, wie sie ausführlich in der Beschreibung der Fig. 3, 4, 5 und 6
10 beschrieben wurde, ist in dieser Ausbildung angeordnet, wobei deren hülsenartiger Kolben 34 in gleitendem Kontakt mit den Zylinderbohrungen der Welle 412 der Rotationszylindertrommel in Eingriff steht, um eine Pumpenkammer 420 zu vervollständigen. In dieser Ausführungsform der Untereinrichtung
15 tung 68 umfaßt die Fluidübertragungs-Ventilplatte 404, welche vorher als Bauteil 56 in der Beschreibung der Fig. 6 bezeichnet wurde, eine Schulter an ihrem Außendurchmesser, um in die Innenbahn eines Lagers 406 einzugreifen. Eine plättchenartige Federung 408 preßt gegen einen Rückhalter
20 410 und ist in Eingriff mit der äußeren Bahn des Lagers 406, um die Untereinrichtung 68 in Kontakt mit der flachen Ventiloberfläche eines bewegbaren Kipphebelventilblocks 436 zu beaufschlagen. Diese Oberfläche des Kipphebelventilblocks 436 umfaßt gekrümmte Auslaßfluidschlitze 59 und gekrümmte
25 Einlaßfluidschlitze 61, welche vorher in der Beschreibung der Fig. 4, 5 und 6 beschrieben wurden. Diese Schlitze 59 und 61 sind auf einem Radius der Achse der Welle 412 der Rotationszylindertrommel angeordnet, welcher ungefähr dem Radius des Bolzenkreises für die geschlossenen Zylindertrommeln der Welle 412 der Rotationszylindertrommel ent-
30 spricht. Die gekrümmten Schlitze 59 und 61 sind derart positioniert, daß sie geeignet mit den einzelnen Öffnungen 55 in der Untereinrichtung 68 in Verbindung stehen, welche selbst wiederum mit jedem hülsenartigen Kolben 34 und dem
35 gleitenden Fluidleitungslager 50 der Untereinrichtung 68 in Verbindung stehen. Da die Löcher der Untereinrichtung 68 mit den gekrümmten Schlitzten 59 und 61 ausgerichtet sind, sind

sie abwechselnd mit dem Einlaß- und Auslaß-Systemfluid durch getrennte Fluiddurchtritte 440 und 441 verbunden, welche in dem Kipphebelventilblock 436 angeordnet sind und durch hohle Drehbolzen 452 austreten, wie dies in Fig. 8 gezeigt ist.

5

Die hohlen Drehbolzen sind um 180° versetzt zueinander angeordnet und erstrecken sich von dem Außendurchmesser des Kipphebelventilblocks 436 und werden durch ähnliche Lager- und Dichtanordnungen abgestützt. Nur eine Anordnung eines
10 hohlen Drehbolzens, eines Lagers, einer Dichtung und Abstützung wird beschrieben, wobei die andere identisch in der Ausbildung mit Ausnahme einer größeren Größe aufgrund des Durchmessers des Fluiddurchtritts und der Axialbelastungen auf den Hebel ist. Der Drehbolzen 452 des Kipp-
15 hebelventilblocks 436 greift in ein Lager 460 ein, welches geeignet in einer Aufhängung 459 angeordnet ist, um sowohl radiale als auch axiale Belastungen auf das Gehäuse 402 zu übertragen. Eine hohle, austauschbare Dichtoberfläche 462 ist in dem hohlen Drehbolzen angeordnet, um den Fluid-
20 durchtritt fortzusetzen und das Lager 460 zurückzuhalten. Eine ähnliche hohle Hülse 446 mit einer Schulter, welche eine flache Dichtoberfläche aufweist, steht mit einer austauschbaren Dichtoberfläche 462 in gleitendem Kontakt. Eine Feder 444 preßt gegen einen Flansch 442 und eine Unter-
25 legscheibe 445, um die Teile 446 und 462 in Eingriff zu beaufschlagen, wenn ein Fluiddruck nicht vorhanden ist. Die Dichtoberflächen von 446 und 462 sind in einer gut bekannten Art und Weise ausgebildet, sodaß, wenn ein beträchtlicher Einlaß-zu-Auslaß-Fluiddruck vorhanden ist, diese in Kontakt
30 beaufschlagt werden, um ein übermäßiges Lecken über die Dichtfläche zu vermeiden. Die auf die Drehbolzen 452 wirkenden Belastungen werden durch die Lager 460 getragen. Eine O-Ring-artige, statische Dichtung 466 steht in Eingriff mit einem Abstandhalter 464, um ein Fluidlecken über die
35 Dichtung 446 der hohlen Hülse zu vermeiden. Flansche 442 und 458 sind geeignet für Systemfestlegungen bearbeitet, wie dies in Fig. 9 gezeigt ist. Ein Bolzen und eine Unterleg-

scheibe 450 befestigen an mehreren Positionen, welche geeignet sind, um einen sicheren Kontakt sicherzustellen, den Flansch 442 starr am Gehäuse 402. Eine statische O-Ring-Dichtung 448 verhindert ein Fluidlecken nach außen zwischen dem Flansch 442 und dem Gehäuse 402.

Der Flansch 458 und seine mitumfaßten Teile stützen den Einlaßdrehbolzen des Kipphebels 436 in derselben Weise, wie diejenigen dem Auslaßflansch 442 zugeordneten, mit der Ausnahme, daß sie einen Einlaßfluiddurchtritt 440 mit größerem Durchmesser aufnehmen, siehe Fig. 8. Der Flansch 458 ist fest am Gehäuse 402 durch einen Bolzen und eine Unterlegscheibe 456 festgelegt.

Es ist ein Freiraum im Gehäuse 402 nahe dem Steuerkolben 434 vorgesehen, um ein Druckkompensationsventil aufzunehmen, welches Fachleuten gut bekannt ist. Eine Druckkompensations-Justierschraube 388 zeigt eine Lage und Orientierung eines Druckkompensationsventils. Das Druckkompensationsventil steht mit dem Auslaßfluid über einen Fluiddurchtritt 461 im Gehäuse 402 in Verbindung, welcher selbst mit einem Fluiddurchtritt 457 im Auslaßflansch 442 in Verbindung steht. Das Druckkompensationsventil reduziert den Auslaßdruck auf einen vorbestimmten Steuerdruck, um den Steuerkolben 434 zu betätigen, welcher in gleitendem Kontakt mit einer Zylinderbohrung im Gehäuse 402 steht und gegen den bewegbaren Kippplattenhebelventilblock 436 drückt, um diesen in Drehbolzenlagern 460 zu drehen; dadurch wird der Neigungswinkel des Hebels derart geändert, daß eine Relativbewegung zwischen dem Kolben 34 und der Zylindertrommel der Welle 412 der Rotationszylindertrommel als eine Funktion des Steuerdruckes begrenzt ist. Der axialen Bewegung des Steuerkolbens 434 wird durch Federn 430 entgegengewirkt, welche mit Federrückhaltern 424 und 428 in Eingriff stehen, um eine auf den Hebel 436 durch eine Kugel 432 eine entgegengewirkende Kraft auszuüben. Das Druckkompensationsventil steht auch mit dem hohlen Zentrum des Gehäuses 402 in Verbindung, um den

Steuerkreislauf in einer für Fachleute gut bekannten Art zur vervollständigen, wie dies beispielsweise in Patent Nr. 2 586 991 für K. I. Postel beschrieben ist, welches auch Anordnungen einer Hebeldrehbolzendichtung, eines Lagers und
5 Flansches ähnlich zu den oben beschriebenen verwendet.

Fig. 9 zeigt den Zusammenhang der Breite W zur Länge L, welche durch diese Erfindung erzielbar ist, wobei die Länge L geringer ist als sie gemäß dem Stand der Technik für
10 gleiche Verdrängung gebuat werden kann. Obwohl die Systemanlenkpunkte, der Einlaßflansch 458 und der Auslaßflansch 462 parallel zur Pumpenachse angeordnet sind, besteht die Freiheit, diese in unterschiedlichen Richtungen entsprechend den Anforderungen des Gesamtsystems zu bewegen.

15

Es wird nun in größerem Detail auf die Fig. 10 und 11 Bezug genommen, welche eine Ausführungsform dieser Erfindung als eine Fluid-Motor-Pumpe zeigen, worin zwei mechanische Ventilvorrichtungs-Untereinrichtungen 68, wie sie voll-
20 ständig in der Beschreibung der Fig. 3, 4, 5 und 6 beschrieben sind, in einer gemeinsamen Rotationszylindertrommel 496 aufgenommen sind, um mit geeignetem Gehäuse und Ventilen zu funktionieren, um einen Motor zu erhalten, welcher in einem Fluidsystem oder -kreislauf betrieben wird, um eine Fluid-
25 pumpe anzutreiben, welche in einem zweiten Fluidsystem oder -kreislauf betrieben wird, ohne zu gestatten, daß die Arbeitsfluide von einem System oder Kreislauf mit denjenigen des anderen vermischt werden. Dieses Merkmal ist von besonderem Vorteil bei der Übertragung von Fluidleistung von
30 einem Fluidsystem oder -kreislauf auf ein anderes.

Fig. 10 ist eine Querschnittsansicht entlang der Linie 10-10 der Fig. 11, welche eine Endansicht der Vorrichtung ist. Diese zwei Figuren werden gemeinsam erörtert, um das Ver-
35 ständnis der Beschreibung des Mechanismus zu erleichtern. Ein Gehäuse 494, welches an einem Ende offen ist, weist einen Flansch auf, welcher das mit einem Gewinde versehene

Ende eines Bolzens 504 aufnimmt. Das geschlossene Ende des Gehäuse 494 umfaßt einen System "a"-Einlaßanschluß 482, welcher durch einen Fluiddurchtritt mit einem gekrümmten Einlaßschlitz 487 verbunden ist, und einen System "a"-Auslaßanschluß 485, welcher über einen Fluiddurchtritt mit einem gekrümmten Auslaßschlitz 488 verbunden ist, um ein Arbeitsfluid zu und von dem System "a" zu befördern. Die gekrümmten Schlitze 487 und 488 sind an einer flachen Oberfläche des Gehäuses 494 angeordnet, wobei die flache Oberfläche unter einem Winkel zur Rotationslängsachse einer Rotationszylindertrommel 496 angeordnet ist. Eine Untereinrichtung 68 liegt an der abgewinkelten, flachen Oberfläche des Gehäuses 494 an, um eine Ventileinrichtung mit flacher Platte durch Verbindung mit den gekrümmten Schlitzen 487 und 488 in derselben Weise auszubilden, wie dies vorher bei den Fig. 3, 4, 5, und 6 beschrieben wurde. Eine Untereinrichtung 481 ist eine Ausführungsform des Stütz- und Niederhalterapparats, welcher vorher in der Beschreibung der Fig. 3 beschrieben wurde und übernimmt dieselbe Funktion einer Beaufschlagung der Untereinrichtung 68 in Kontakt mit der zugehörigen, flachen Ventiloberfläche des Gehäuses 494.

Eine Gehäuseabflußanschluß 498 des Systems "a" ist wie gezeigt angeordnet, um ein Fluidlecken nach innen zurück in das System "a" zu führen. Eine Wellendichtungs-Untereinrichtung 500 ist an dem Außendurchmesser der Rotationszylindertrommel 496 festgelegt und liegt an einer Schaftdichtungs-Rückhalterlagerplatte 502 in gleitendem Kontakt an, um eine dynamische Fluiddichtung auszubilden. Eine statische, O-Ring-artige Dichtung 476 verhindert ein Fluidlecken zwischen dem Innendurchmesser des Gehäuses 494 und dem Außendurchmesser des Schaftdichtungsrückhalters 502.

Die Rotationszylindertrommel 496 umfaßt eine Vielzahl von Zylinderbohrungen, welche lediglich an einem Ende offen sind und welche sich in Längsrichtung von beiden Seiten der Rotationszylindertrommel 496 zur Mitte erstrecken und welche

in einer Anordnung am Umfang angeordnet sind, welche jeweils in gleichem Abstand voneinander parallel zur Rotationsachse verlaufen. Keine der Zylinderbohrungen schneiden einander. Die Kolben 34 von beiden Untereinrichtungen 68 stehen in
5 Eingriff mit den an einem Ende offenen Zylinderbohrungen der Zylindertrommel 496 in gleitendem Kontakt, um Motor-Pumpenkammern 490 und 492 zu vervollständigen.

Die Zylinderbohrungen an den gegenüberliegenden Enden der
10 Rotationszylindertrommel 496 können in Rotationsrichtung versetzt gemäß den Wünschen des Konstrukteurs angeordnet werden, sodaß sie außer Phase ein Ende relativ zum anderen Ende sind und daher außer Phase mit ihren entsprechenden Ventiloberflächen zusammenwirken, um Druckschwankungen zu
15 minimieren. Der Grad dieses Verhältnisses ist eine Funktion der Länge und der Winkelposition der gekrümmten Schlitzze 59 und 61, wie dies in Fig. 4 beschrieben ist, sowie des Volumens und der Art des bearbeiteten Fluids.

20 Dem Gehäuse 494 gegenüberliegend ist ein Gehäuse 512, welches identisch zum Gehäuse 494 mit der Ausnahme ist, daß es einen Wellendichtungs-Abflußanschluß 474 umfaßt, welcher die Dichtkammer 480 entleert. Die Innendurchmesser der Gehäuse 494 und 512 werden durch einen Abstandhalter 506
25 fluchtend angeordnet. Radialdrucklager 472 und 478 stützen die Rotationszylindertrommel 496 geeignet für eine Rotation innerhalb der durch die Gehäuse 494 und 512 gebildeten Umhüllung ab. Eine Wellendichtung 489 ist am Außendurchmesser der Rotationszylindertrommel 496 angeordnet und wirkt
30 in gleitendem Kontakt auf den Schaftdichtungsrückhalter 484, um ein übermäßiges Fluidlecken vom System "b" zur Wellendichtkammer 480 zu vermeiden. Eine statische, O-Ring-artige Dichtung 486 vermeidet ein Lecken über den Außendurchmesser des Schaftdichtungsrückhalters 484 in die Kammer 480. Eine
35 Untereinrichtung 68 und eine Stützuntereinrichtung 486 sind ein zweites Mal identisch zu der zum Gehäuse 494 zugehörigen Ausführungsform vorgesehen, mit der Ausnahme, daß sie eine

Motor- oder Pumpenfunktion entgegengesetzt zu derjenigen am anderen Ende der Rotationszylindertrommel 496 ausüben. Das Gehäuse 512 umfaßt einen Gehäuseabflußanschluß 508 für das System "b", um ein Lecken nach innen in das System "b" rückzuführen.

Ein Betriebsbeispiel ist wie folgt: Ein Drehmoment wird an der Rotationszylindertrommel 496 angelegt, wenn eine differentielle Druckdifferenz zwischen den gekrümmten Schlitzen beider Untereinrichtungen 68 besteht, sodaß bewirkt wird, daß die Rotationszylindertrommel 496 durch eine Untereinrichtung 68 gedreht wird und dadurch die gegenüberliegende Untereinrichtung 68 in Abhängigkeit von dem Verhältnis der Drücke antreibt. Dieser Vorgang bewirkt, daß die Vorrichtung als eine Fluid-Motor-Pumpe für die Übertragung von Fluidkraft von einem Fluidsystem oder -kreislauf auf ein anderes bzw. einen anderen funktioniert.

Das Druck-zu-Strömungs-Gleichgewicht über die Vorrichtung kann durch die Verwendung von Ventilen, wie dies beispielsweise in Patent Nr. 3 627 451, H.H. Kouns, beschrieben ist, oder durch unterschiedliche Mitnehmerwinkel, oder durch unterschiedliche Bolzenkreise für die Kolbenzylindertrommeln oder durch Kolben unterschiedlichen Durchmessers oder durch eine beliebige Kombination dieser Merkmale eingestellt werden. Sollte die Anwendung ein derartiges Merkmal erforderlich machen, kann die Hebelventilblockanordnung, welche in der Beschreibung der Fig. 7 und 8 erörtert wurde, verwendet werden, um die Verdrängung von einer oder jeder der Untereinrichtungen 68 der Fig. 10 zu ändern.

Zusammenfassung und Ergebnis

Im allgemeinen existieren seit langem bestehende Bedürfnisse von Systemkonstrukteuren für Fluidkraftübertragungen, welche kleiner in der Größe, leichter im Gewicht, kostengünstiger herstellbar sind und dennoch eine verbesserte Leistung auf-

weisen, zuverlässiger sind, eine längere Lebensdauer ermöglichen und kostengünstiger zu reparieren sind. Es trifft zu, daß dies seit langem bestehenden Bedürfnisse in vielen Technologien sind. Wie dies jedoch in den obigen Beschreibungen und der Erörterung gezeigt ist, geht diese Erfindung auf alle diese Bedürfnisse von Fluidkraft-Systemkonstruktoren auf die eine oder andere Art ein; ohne Rücksicht auf die Industrie, welche diese Technologie verwendet, wie beispielsweise Flugzeugindustrie, Werkzeugmaschinen, Roboter oder Kraftfahrzeugindustrie, um lediglich einige zu nennen.

In den letzten Jahren waren Typen einer Inline-Kolben-Pumpen, welche Fachleuten bestens bekannt sind und ein kommerzieller Erfolg sind, im wesentlichen auf Fortschritte in der Technologie der Materialien und der Herstellungsverfahren beschränkt. Diese Beschränkung hat die obengenannten, lange bestehenden Bedürfnisse verstärkt und einen Wunsch nach innovativeren und produktbezogenen Verbesserungen bewirkt, um Hochdruck-Kolbentyp-Pumpen zu schaffen, welche wettbewerbsfähiger in bezug auf andere Vorrichtungen zur Bereitstellung von Fluidkraft sind.

Die Beschreibungen und Erörterungen des Betriebes der Ausführungsformen dieser Erfindung erörtern einige der Wege, in welchen die obigen Bedürfnisse teilweise mit innovativen und ungewöhnlichen Elementen gelöst werden. Verbesserungen wurden durch Verwendung einer neuartigen, mechanischen Ventilvorrichtung erzielt, welche eine Methode zur Aufnahme der lastabstützenden und gleitenden Bewegung der hydrodynamischen Fluidleitungslager mit Fluidventilvorrichtungen an dem Mitnehmerende der Arbeitskolben integriert.

Eine Ausführungsform dieser Verbesserungen in Fluidkraftkomponenten erzeugt ungewöhnliche und überraschende Resultate, welche die steigende Nachfrage für Fluidkraftsysteme ansprechen, welche zuverlässigere Arbeit bei reduziertem Gewicht verrichten und kleiner sind, sowie bei geringeren

Kosten für den Benutzer arbeiten. Zusätzlich erweitert diese Erfindung durch die Neuverteilung gewisser Belastungen sowie eine effizientere Verwendung und Anordnung von kritischen Oberflächen die Möglichkeiten der Konstrukteure für die
5 Verwendung von sich rasch entwickelnder Technologie in Material- und Herstellungsmethoden.

Die folgenden Ziele werden erreicht, um die oben erörterten Resultate zu erzielen:

- 10 a) Betrieb von teleskopierbaren, hülsenartigen Kolben mit einer Rotationszylindertrommel derart, daß die Verdrängung des Arbeitsfluids pro Volumeneinheit der Pumpe vergrößert wird,
- b) Kombination von getrennten Gruppen von Pumpenelementen
15 derart, daß Lagerbelastungen geteilt werden, wodurch die Anzahl von erforderlichen einzelnen Lagern reduziert wird,
- c) Verbesserung der Betriebsbedingung von gewissen gleitenden Teilen,
- d) Eliminierung von gewissen Teilen,
- 20 e) Eliminierung von gewissen statischen Fluiddichtungserfordernissen auf hochbeanspruchten Oberflächen der Type mit flachen Trägern,
- f) Verringerung der Länge der Längsachse, um welche die Pumpenelemente rotieren, um Vibrationseigenschaften zu verbessern.
25

Die Erreichung dieser Ziele ergibt die Vorteile, welche die oben erörterten, lange bestehenden Bedürfnisse betreffen. Einige Ziele wirken zusammen, um die gewünschten Resultate
30 zu erhalten, und andere ermöglichen unabhängig spezielle Verbesserungen.

Während die Beschreibungen und die Erörterung viele bestimmte Merkmale enthalten mögen, sollten diese nicht als
35 Begrenzungen des Rahmens der Erfindung, sondern eher als beispielhafte Angaben von bevorzugten Ausführungsformen der-

selben gesehen werden. Viele andere Variationen sind möglich. Beispielsweise:

5 I. Integration der Rotationszylindertrommel als ein Teil des Rotors eines Elektromotors, um eine zusätzliche Gruppe von Vorteilen zu erhalten, wie sie beispielsweise in Patent Nr. 3 295 457, H.G. Oram, identifiziert sind.

10 II. Trennen der Gehäuse und Verlängern der Rotationszylindertrommel der Fig. 10, sodaß die Rotationszylindertrommel auch als die Achse eines Fahrzeuges oder als eine andere Anwendung nach Art einer Drehmomentwelle funktionieren kann.

15 III. Integration der Zylindertrommeln in die Nabe eines Rades für ein kostengünstiges Fluidkraft-angetriebenes Fahrzeug, wie beispielsweise ein Vorderrad-angetriebenes Kraftfahrzeug, welches bis dato teure und ineffiziente Kreuzgelenke zur Übertragung der Antriebskraft vom Motor auf die Räder verwendet.

20 IV. Integration der Rotationszylindertrommel in die Nabe eines in einem Getriebegehäuse angeordneten Getriebes, um das Gewicht und die Komplexität durch Vermeidung der Kuppelungswellenanordnungen zu reduzieren, welche üblicherweise bei Antriebszusatzeinrichtungen verwendet werden, welche an
25 der Außenseite des Getriebes angeordnet sind.

V. Herstellung der Zylinderbohrungen der Rotationszylinder-
trommel unter einem Winkel unterschiedlich zu einer paral-
30 lelen Anordnung der Rotationslängsachse, um gewisse Betriebscharakteristika zu verstärken.

VI. Verwendung einer Anordnung ähnlich der Fig. 10, welche mechanische oder elektrische Einrichtungen zur Übertragung
35 der Rotationsenergie zu und von der Rotationszylindertrommel 496 umfaßt sind.

VII. Verwendung von nicht-metallischen Materialien, um einige oder alle der Vorrichtungen zu konstruieren.

Das Obige sollte als Beispiele verstanden werden und nicht
5 als Begrenzungen des Rahmens der Erfindung betrachtet
werden.

Anmelde-Nr.: 90 124 790.8-2301

Anmelder: Robert M. Stewart
Carlene M. Stewart

"Hydraulisches Energiegetriebe"

Unser Zeichen: S 4628EU - kg/so/br

Ansprüche

1. Rotationsfluidkraft-Übertragungsvorrichtung umfassend:

- 5 (a) ein Gehäuse (402) mit einer angrenzenden Endhaube (422), welche zusammen einen Hohlraum bilden, welcher Stützelemente mit Lagern (400, 418, 460) enthält,
- 10 (b) eine drehbare Welle und einen Zylinderblock (412), gestützt durch die Lager (400, 418) und mit einer Vielzahl von axialen Zylinderbohrungen (420), welche angeordnet sind, um eine longitudinale Achse (64) zu drehen, wobei die Zylinderbohrungen (420) sich nicht durch den Zylinderblock (412) erstrecken, wobei sich ein Wellenabschnitt von einem oder beiden der Enden des Zylinderblockes (412) erstreckt,
- 15 (c) eine Steuereinrichtung, zum Beispiel ein Feder-(430) beaufschlagter Kolben (434) und Rückhalter (424, 428), zum Einstellen einer Kippplatte (436), welche zwischen zwei Lagern (460) in einem Gehäuse (402) gestützt ist,
- 20 (d) eine Untereinrichtung (68) mit einer Vielzahl von Kolben (34), welche sich hin und her bewegen können, in gleitendem Kontakt, wenn in den Bohrungen (420) des Zylinderblockes (412) installiert, wobei jeder Kolben (34) einen Leitungsdurchgang (35) von einem Ende zum anderen aufweist, welcher geeignet ist, das gesamte Fluid durchzureichen, welches durch die axiale Bewegung von
- 25 jedem Kolben (34) in seiner Bohrung (420) versetzt wird, wenn der

Zylinderblock (412) sich dreht, wobei jeder Kolben (34) ein gleitendes Leitungslager (50) aufweist, welches mittels einer Schwenkverbindung an einem Ende befestigt ist, wobei solch ein gleitendes Leitungslager (50) ein mittleres Durchgangsloch zum Übertragen von Fluid zwischen jedem Kolben (34) und einer Fluidtransferplatte (56) aufweist, wobei sich eine Lagerfläche von dem gleitenden Leitungslager (50) erstreckt, um einen Radialflansch (57) zu bilden, welcher in gleitenden Kontakt mit einer Herunterhalte-Antriebsplatte (52) eingreift, und zwar durch die Löcher (43) in der Herunterhalte-Antriebsplatte (52), welche kleiner im Durchmesser sind als der Radialflansch (47), wobei ein Abstandhalter (54) die Antriebsplatte (52) von der Fluidübertragungsplatte (56) trennt, wobei die Dicke des Abstandhalters (54) größer ist als die des Radialflansches (57), und zwar um einen Betrag, welcher ausreichend ist, um einen axialen Spalt zu erzeugen, welcher unbeschränkte laterale Bewegung des Fluidleitungslagers (50) an der Fläche der Fluidtransferplatte (56) erlaubt, und welcher die axiale Bewegung des Fluidleitungslagers (50) begrenzt, wobei eine Vielzahl von Bolzen (36) die Antriebsplatte (52) befestigen, und wobei der Abstandhalter (54) und die Fluidübertragungsplatte (56) miteinander in geeigneter Weise ausgerichtet sind, um das Umfassen des Flansches (47) beizubehalten, und zwar derart, daß, wenn der Zylinderblock (412) gedreht wird, der Drehmoment durch den Kolben (34) auf das Fluidleitungslager (50) übertragen wird, wodurch eine zylindrische Fläche (51) des Fluidleitungslagers (50) veranlaßt wird, eine innere zylindrische Fläche des Loches (43) in der Herunterhalte-Antriebsplatte (52) einzugreifen, wodurch Teile, welche mittels Bolzen (36) miteinander verbunden sind, veranlaßt werden, sich um eine Achse (73) zu drehen, welche senkrecht zu einer flachen Lagerfläche (404) ist, welche gebogene Schlitzze (59, 61) aufweist, um Fluid auszutauschen, und zwar hin zu oder weg von der Untereinrichtung (68),

- 3 -

(e) einen Fluidübertragungsmechanismus mit einem Kipphebelventilblock (436), welcher eine zylindrische Aussparung aufweist, wobei an dem Boden davon die flache Lagerfläche (404) mit den gekrümmten Schlitzten (59, 61) befindet, und zwar angeordnet, um sich mit den Fluidübertragungsöffnungen (55) der Fluidübertragungsplatte (56) auszurichten, wobei ein Rückhalter (410) in einen Schlitz in dem Ventilblock (436) eingreift, um eine Feder (408) zu stützen, welche in ein Lager (406) eingreift, welches einen Flansch an der Fluidübertragungsplatte (56) eingreift, um die Untereinrichtung (68) in Kontakt mit der Lagerfläche (404) des Hebelventilblockes (436) zu drängen, um einen Fluidflußdurchgang zu vollenden, welcher aus der axialen Bewegung des Kolbens (34) in den Bohrungen (420) des drehbaren Zylinderblockes (412) resultiert, wobei die gekrümmten Schlitzte (59, 61) mit getrennten Fluiddurchgängen (440, 441) kommunizieren, welche zu hohlen Drehbolzen (452) führen, welche die diametral gegenüberliegend und vorspringend von dem Kippventilblock (436) sind, wobei die Drehbolzen (452) in Lagern (460) gestützt sind, welche in dem Gehäuse (402) enthalten sind, und eine hohle Dichtfläche (462) aufweisen, welche in dem hohlen Drehbolzen (452) installiert ist, und zwar eingegriffen in gleitendem Kontakt mit einer Dichtfläche einer Feder-(444) beaufschlagten hohlen Hülle (446), um den Fluiddurchgang weiterzuführen und somit eine Übertragung von Fluid zu einem externen System zu erlauben, wobei eine Verlängerung (49) des Kippventilblockes (436) mit der Steuereinrichtung in Eingriff ist, zum Einstellen seiner winkelmäßigen Position in den Lagern (460).

2. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 1, wobei eine drehbare Welle und ein Zylinderblock (62), welche mit Durchgangsbohrungen dadurch bearbeitet sind, durch Lager (118, 120, 124) in einer geeigneten Gehäusestruktur (176; 168) gestützt sind, welche einen Kipphebel (144) enthält, welcher eine Vielzahl von Kolben (32) umfaßt, welche daran befestigt sind, zum Bilden einer Untereinrichtung (130), welche in Lagern

- 4 -

(132, 134) gestützt ist, und zwar mit Kolben (34) der Untereinrichtung (68), welche in Bohrungen des Zylinderblockes (62) in gleitendem Kontakt eingreifen, wobei die Kolben (34) Bohrungen (66) enthalten, welche durch Kolben (32) in gleitenden Kontakt eingegriffen sind, wobei beide Kolben (32, 34) frei hin und her beweglich sind, und zwar relativ zueinander, während ein Kolben (34) sich im gleitenden Kontakt mit Bohrungen der drehbaren Welle und dem Zylinderblock (62) hin und her bewegt, wobei die Untereinrichtung (68) in Richtung einer flachen Fläche des Ventilblockes (60) durch einen federbeaufschlagten Mechanismus mit einer Fluidübertragungsplatte (56), welche an dessen inneren Durchmesser im Eingriff ist, gedrängt wird, wobei ein Ventilblock (60) mit einer Vielzahl von Bolzen (140) an dem Gehäuse (176) befestigt ist, und somit angeordnet ist, bei einem festgelegten Winkel bezüglich einer longitudinalen Achse (64) und gebogene Schlitze (59, 61) enthält, welche mit inneren Fluiddurchgängen kommunizieren, welche zu Anschlüssen (65, 67) führen, und zwar zur Kommunikation mit einem externen System, wobei eine Kipphebeluntereinrichtung (130) einstellbar ist auf Winkel (177, 178), welche an entgegengesetzten Seiten eines Winkels angeordnet sind, welcher senkrecht zu einer longitudinalen Achse (64) ist, und zwar zum Verändern der axialen Bewegung der Kolben (32) in Antwort auf die Steuereinrichtung.

3. Rotationsfluid-Kraftübertragungsvorrichtung umfassend:

- (a) zwei identische Gehäuse (494, 512), welche mittels Festmachern (504) verbunden sind, welche zusammen einen Hohlraum bilden, mit flachgewinkelten Ventilflächen an entgegengesetzten Enden, welche gekrümmte Schlitze (487, 488) umfassen, welche mit externen Anschlüssen (482, 485) kommunizieren und Stützlager (472, 478) umfassen,
- (b) einen drehbaren zylindrischen Block (496), welcher durch die Lager (472, 478) gestützt ist und eine Vielzahl von longitudinalen Zylinder-

- 5 -

derbohrungen (490, 492) aufweist, welche von entgegengesetzten Enden bezüglich einer gemeinsamen Achse derart hergestellt sind, daß jede Bohrung nur an einem Ende offen ist,

- 5 (c) eine Unteranordnung (68) mit einer Vielzahl von Kolben (34),
welche sich frei hin und her bewegen können, und zwar in gleiten-
dem Kontakt, wenn in den Bohrungen (492) des Zylinderblockes
(496) installiert, wobei jeder Kolben (34) einen Leitungsdurchgang
10 (35) von einem Ende zum anderen Ende aufweist, welcher geeignet
ist, zum Reichen des Fluides, welches durch die axiale Bewegung
des Kolbens (34) in seiner Bohrungen (492) versetzt wird, wenn
der Zylinderblock (412) sich dreht, wobei der Kolben (34) ein glei-
tendes Leitungslager (50) aufweist, welches durch eine Schwenk-
15 verbindung an einem Ende befestigt ist, wobei das gleitende Lei-
tungslager (50) ein mittleres Durchgangsloch aufweist, zum Über-
tragen von Fluid zwischen jedem der Kolben (34) und einer Fluid-
übertragungsplatte (56), wobei sich eine Lagerfläche von dem
gleitenden Leitungslager (50) erstreckt, um einen radialen Flansch
(47) zu bilden, welcher in gleitendem Kontakt mit einer Herunter-
20 halte-Antriebsplatte (52) eingreift, wobei Durchgangslöcher (43) in
der Herunterhalte-Antriebsplatte (52) einen kleineren Durchmesser
aufweisen als der Radialflansch (47), wobei ein Abstandhalter (54)
die Antriebsplatte (52) und die Fluidübertragungsplatte (56) trennt,
und zwar mit einer Dicke des Abstandhalters (54), welche größer
25 ist als die des radialen Flansch (47), und zwar um einen Betrag,
welcher ausreichend ist, um einen axialen Spalt zu erzeugen,
welcher uneingeschränkte laterale Bewegung des Fluidleitungsla-
gers (50) an der Fläche der Fluidübertragungsplatte (56) erlaubt,
und welcher die axiale Bewegung des Fluidleitungslagers (50)
30 beschränkt, wobei eine Vielzahl von Bolzen (36) die Antriebsplatte
(52), den Abstandhalter (54) und die Fluidtransferplatte (56) zu-
sammen befestigen, und zwar in einer geeigneten Ausrichtung, um
das Umfassen des Flansches (47) aufrechtzuerhalten, und zwar

derart, daß, wenn der Rotationszylinderblock (496) gedreht wird, das Drehmoment über die Kolben (34) zu dem Fluidleitungslager (50) übertragen wird, wodurch eine zylindrische Fläche (51) des Fluidleitungslagers (50) veranlaßt wird, eine innere zylindrische Fläche des Loches (43) in der Herunterhalte-Antriebsplatte (52) einzugreifen, wodurch Teile, welche miteinander durch die Bolzen (36) verbunden sind, veranlaßt werden, sich um eine Achse (497) zu drehen, welche die Achse des drehbaren Zylinderblockes (496) bei einem Winkel schneidet und senkrecht zu einer flachen Ventilfläche (405) des Gehäuses ist, welche durch die Gehäuse (494, 512) erzeugt ist, welche gekrümmte Schlitze (487, 488) zum Austauschen von Fluid zu und von der Untereinrichtung (68) aufweist, wobei die Untereinrichtung (68) in Richtung der flachen Ventilfläche (405) des Gehäuses, welches durch die Gehäuse (494, 512) erzeugt ist, gedrängt wird, und zwar durch eine Feder (38), welche eine Unterlegscheibe (40) eingreift, welche einen Rückhalter (42) eingreift, welche Stützen (481) des Gehäuses (512) an einem Ende eingreift, wobei das andere Ende in ein Lager (41) eingreift, welches einen Flansch an dem inneren Durchmesser der Fluidtransferplatte (56) der Untereinrichtung (68) eingreift, wobei eine identische Gruppe von Teilen eine identischen Stütze (481) des Gehäuses (494) eingreift, um eine zweite Untereinrichtung (68), welche mit einer Vielzahl von Bohrungen (490) an dem entgegengesetzten Ende der Rotationszylindertrommel (496) eingreift, auf eine gewinkelte flache Ventilfläche des Gehäuse (494) derart zu drängen, daß das Drehmoment auf den Rotationszylinder (496) durch Verbindung eines Anschlusses (485) des Gehäuses (494) an eine äußere Druckfluidquelle aufgebracht wird; wobei mittels der zugeordneten gekrümmten Schlitze (488) entsprechende Kolben (34) und ihren Fluidleitungslager (50) gegen eine Fluidtransferplatte (56) gedrängt werden, welche eine Last gegen ihre gewinkelte Ventilfläche aufbricht, wodurch Rotation der Rotationszylindertrommel (496) veranlaßt wird, wobei die Rotation der Rotationszylinder-

- 7 -

trommel (496) in einer Fluidpumpwirkung resultiert, in Zusammenhang mit der Untereinrichtung (68) eingegriffen an den identischen gekrümmten Schlitzten (487, 488), welche den identischen Anschlüssen (485, 482) zugeordnet sind, welche Teil des identischen Gehäuses (512) sind.

5

4. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 3, wobei der Fluidübertragungsmechanismus in Verbindung mit einer Untereinrichtung (68) derart verwendet wird, daß die Versetzung variable bezüglich einem der externen Systeme ist.

10

5. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 3, wobei der Drehmoment auf die Rotationszylindertrommel (496) mittels einer Drehmomentwelle aufgebracht ist, und zwar an einem Ende der Zylindertrommel (496), und zwar derart, daß jede Untereinrichtung (68) als ein Teil eines separaten externen Systems funktionieren kann.

15

6. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 5, wobei der Fluidübertragungsmechanismus in Verbindung mit jeder Untereinrichtung (68) derart verwendet wird, daß ihre jeweiligen Versetzungen variable sind.

20

7. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 5, wobei jede Untereinrichtung (68) eine gemeinsame Fluidquelle an einem Einlaß nutzt.

25

8. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 7, wobei ein Auslaßfluß von jeder Untereinrichtung (68) in einem gemeinsamen Kreis verbunden ist, wobei der Fluidübertragungsmechanismus in Verbindung mit der Untereinrichtung (68) an einem Ende der Rotationszylindertrommel (496) verwendet wird, und wobei der Fluidübertragungsmechanismus einstellbar ist auf Winkel auf beiden Seiten von einem Winkel senkrecht zu der Rotationsachse der Rotationszylindertrommel (496), wodurch erlaubt wird, daß der kombinierte Ausgabefluß von beiden Untereinrichtung (68)

30

eingestellt werden kann, und zwar von einem Maximum auf Null mittels des Überschußflusses von der Untereinrichtung (68), welche bei der festgelegten Abnutzungsfläche betätigt wird, der die entgegengesetzte Unterrichtung (68) in einer antreibenden Wirkung antreibt, wenn der Bedarf eines externen Systemes geringer ist, als die Ausgabe von der Untereinrichtung (68), zugeordnet mit dem Kipphebelventilblock (436).

9. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 8, wobei der Fluidtransfermechanismus verwendet wird zum Einstellen der Versetzung von jeder Untereinrichtung (68).

10. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 5, wobei Bohrungen (490) an einem Ende der Rotationszylindertrommel (496) rotationsmäßig angeordnet sind, und zwar außer Phase bezüglich gegenüberliegender Bohrungen (492) der Rotationszylindertrommel (496), und zwar derart, daß der Ausgabefluß von jeder Untereinrichtung (68) in solch einer Weise verbunden werden kann, das Druckpulsierungen, welche veranlaßt sind, durch Fluß von axialer Bewegung der Kolben (34), welche die gekrümmten Schlitze an entsprechenden Ventilplattenflächen erreichen oder verlassen, außer Phase sind und einander gegenüberliegen zum Reduzieren der Energiepulsierung, welche zu einem externen System übertragen wird.

11. Fluidkraft-Übertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 5, wobei Zylinderbohrungen (490, 492) an jedem Ende des Zylinderblockes (496) verbunden sind, zum Erzeugen einer Durchgangsbohrungen zum Bilden einer gemeinsamen Versetzungskammer zwischen beiden Untereinrichtungen (68).

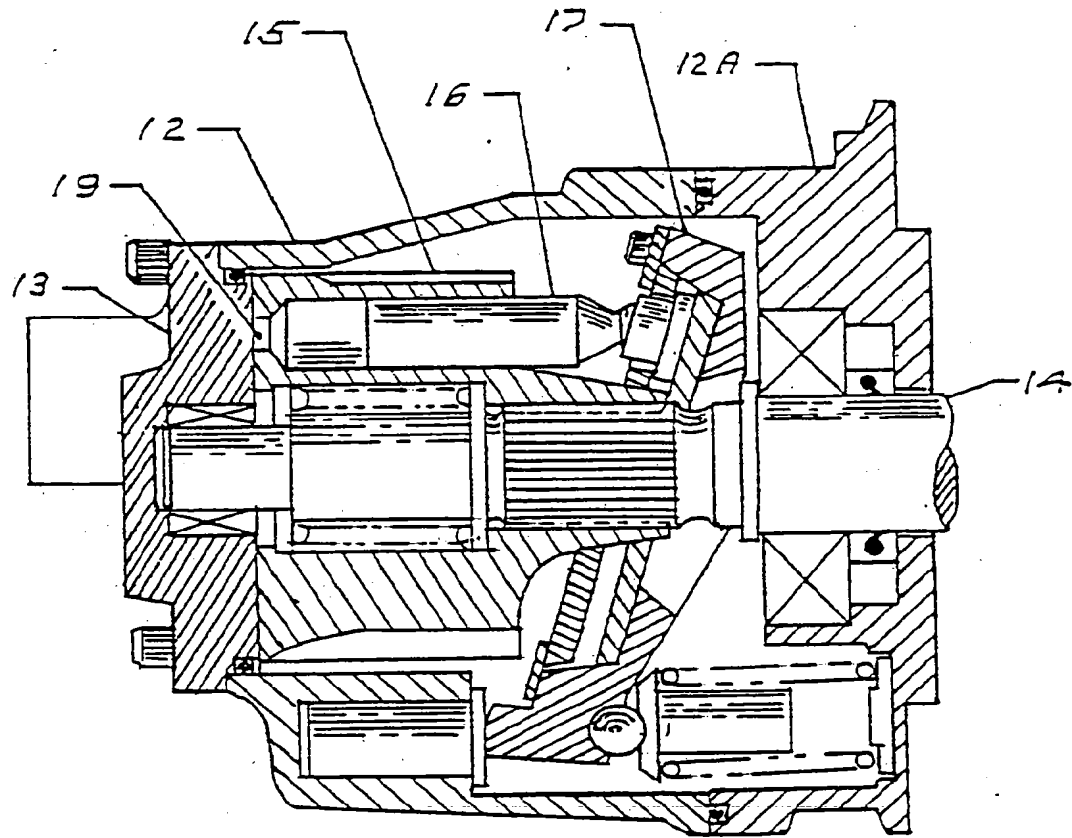


FIG. 1 STAND DER TECHNIK

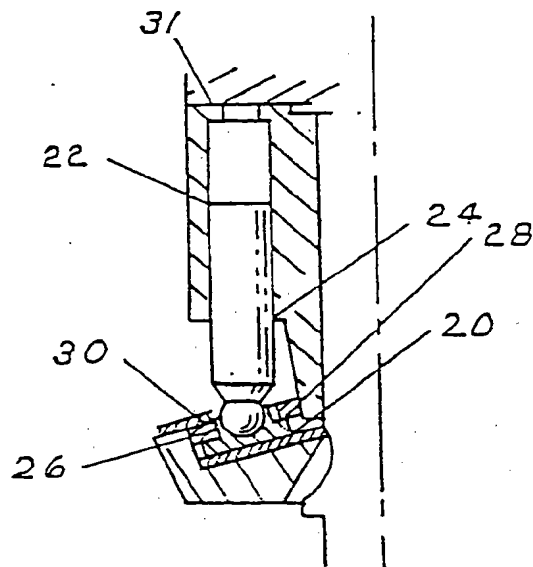


FIG. 1A STAND DER TECHNIK

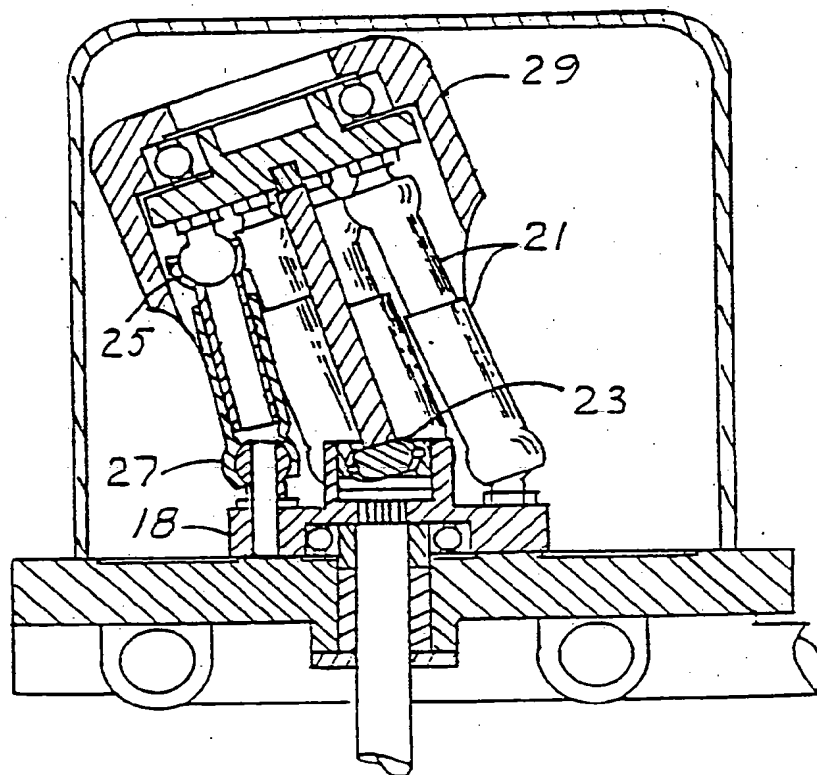


FIG.2 STAND DER TECHNIK

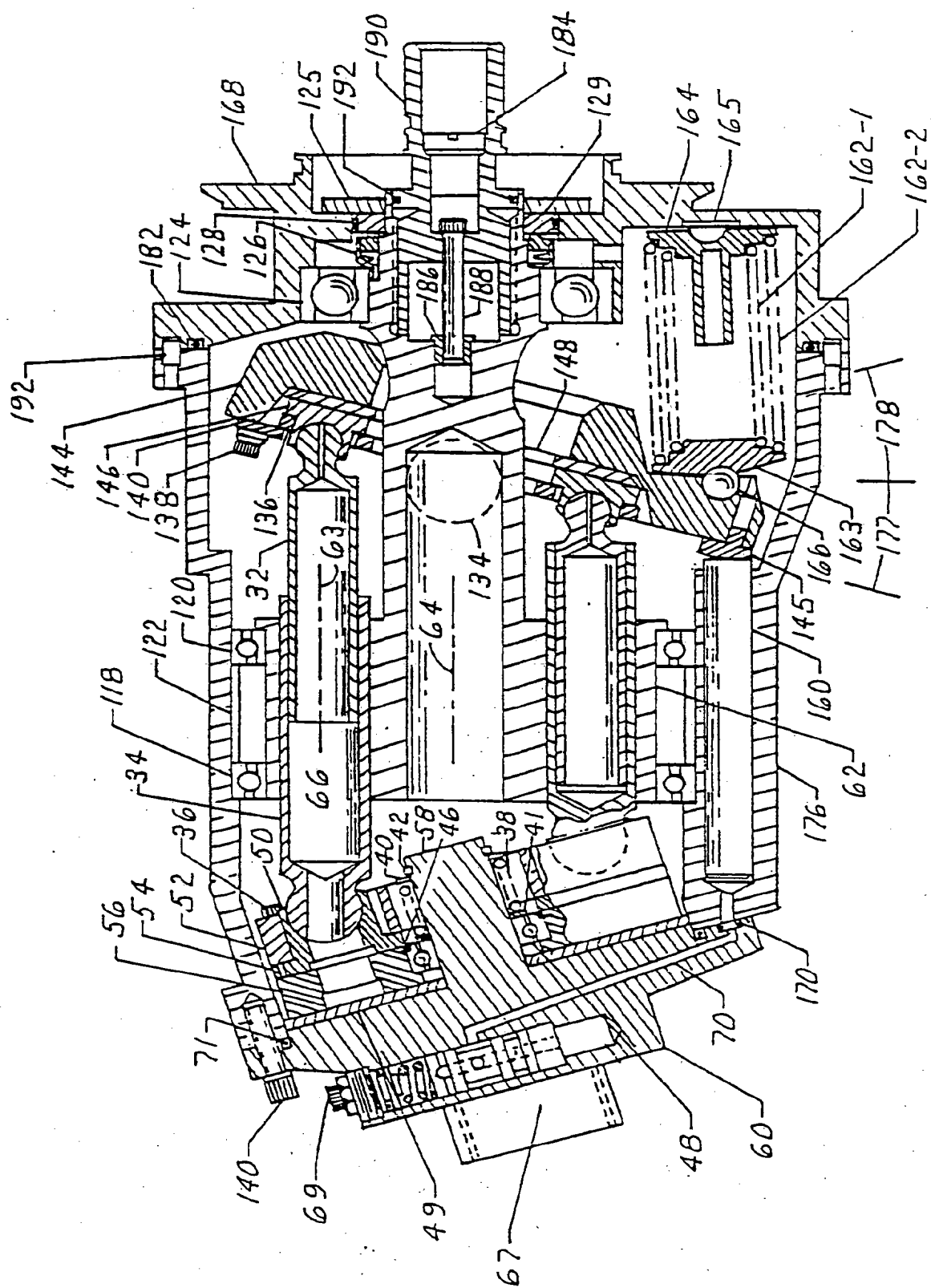


FIG. 3

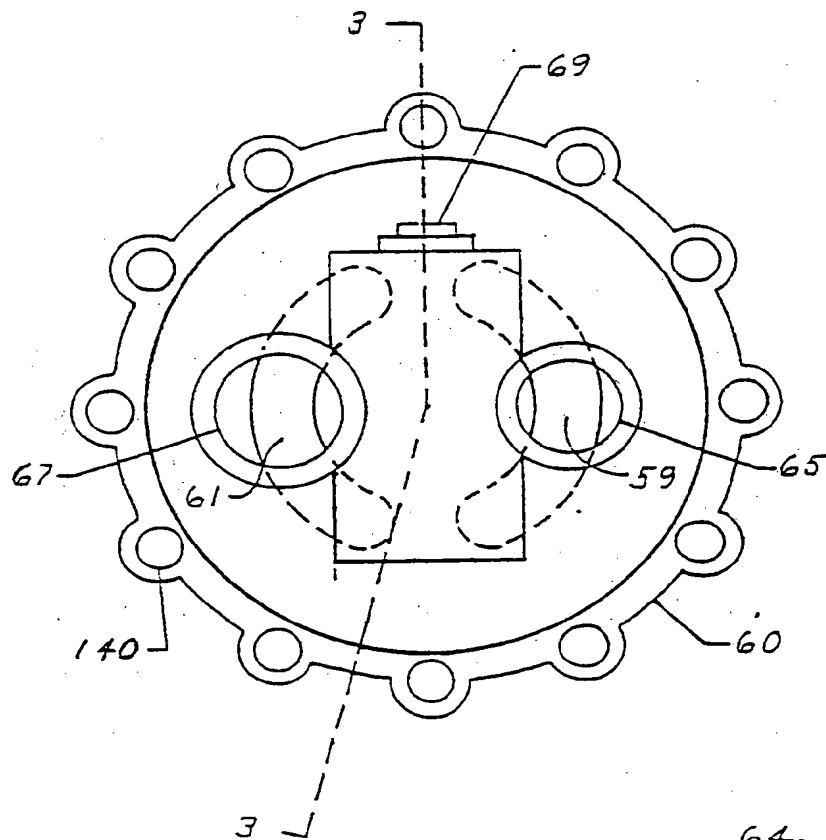


FIG. 4

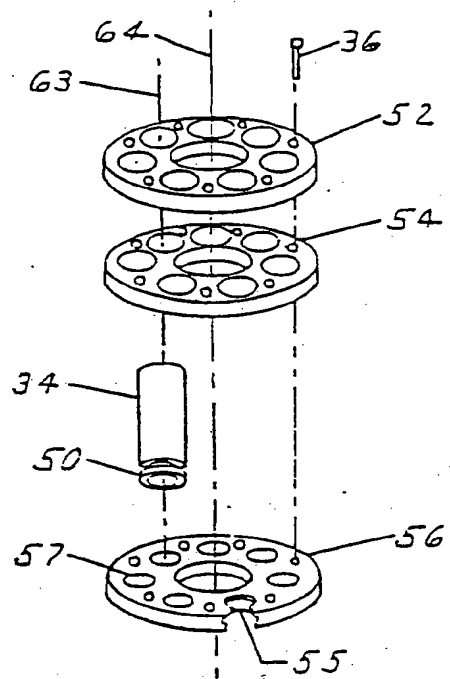


FIG. 6

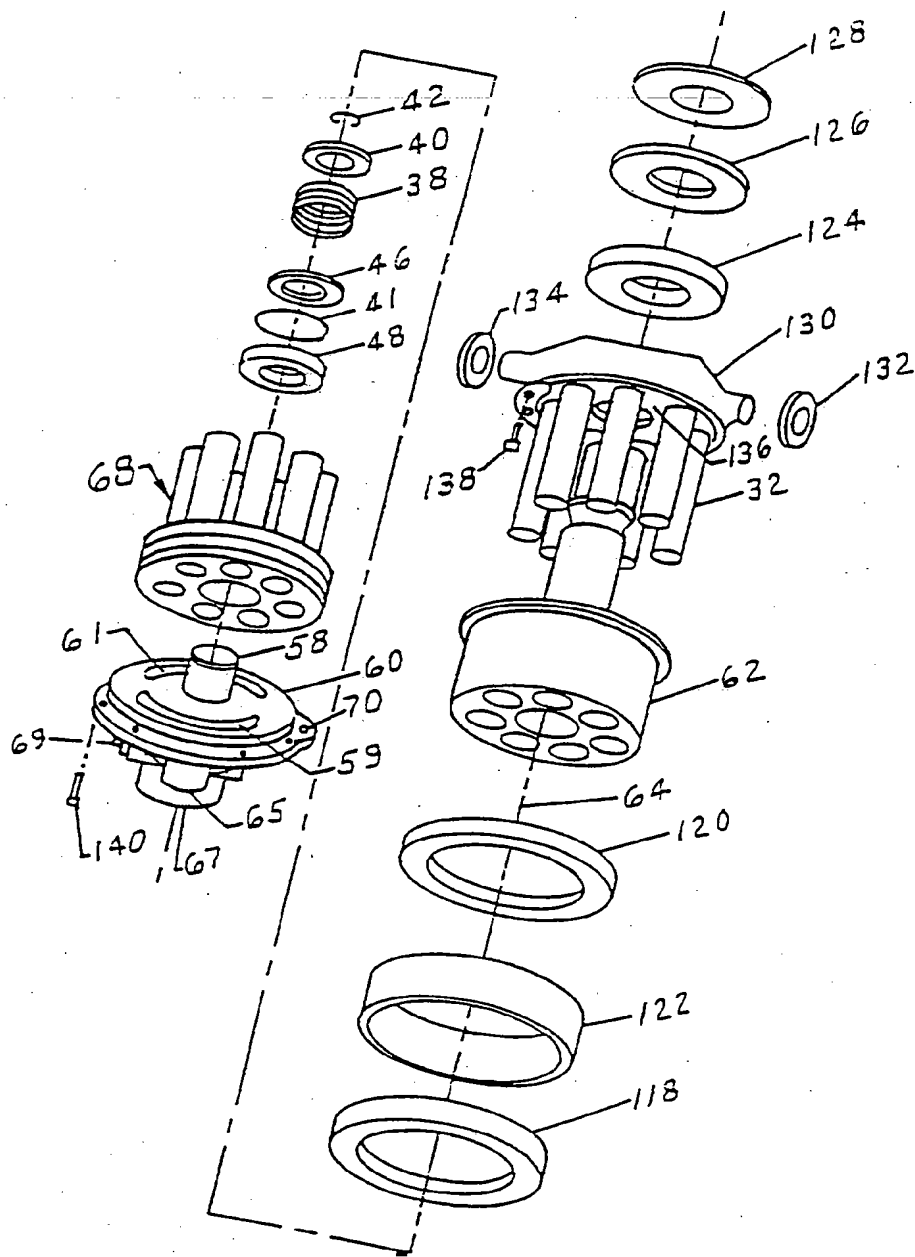


FIG. 5

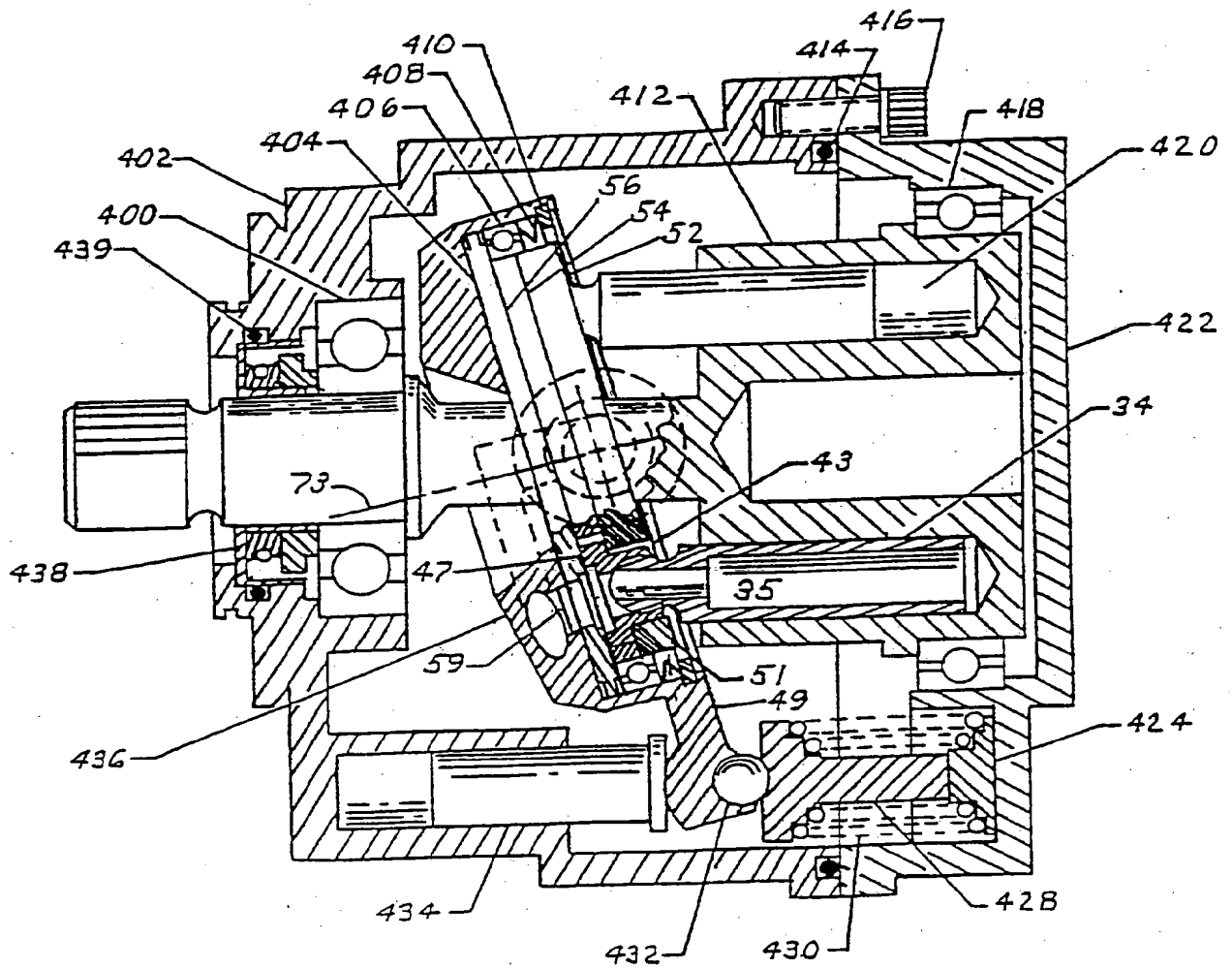


FIG. 7

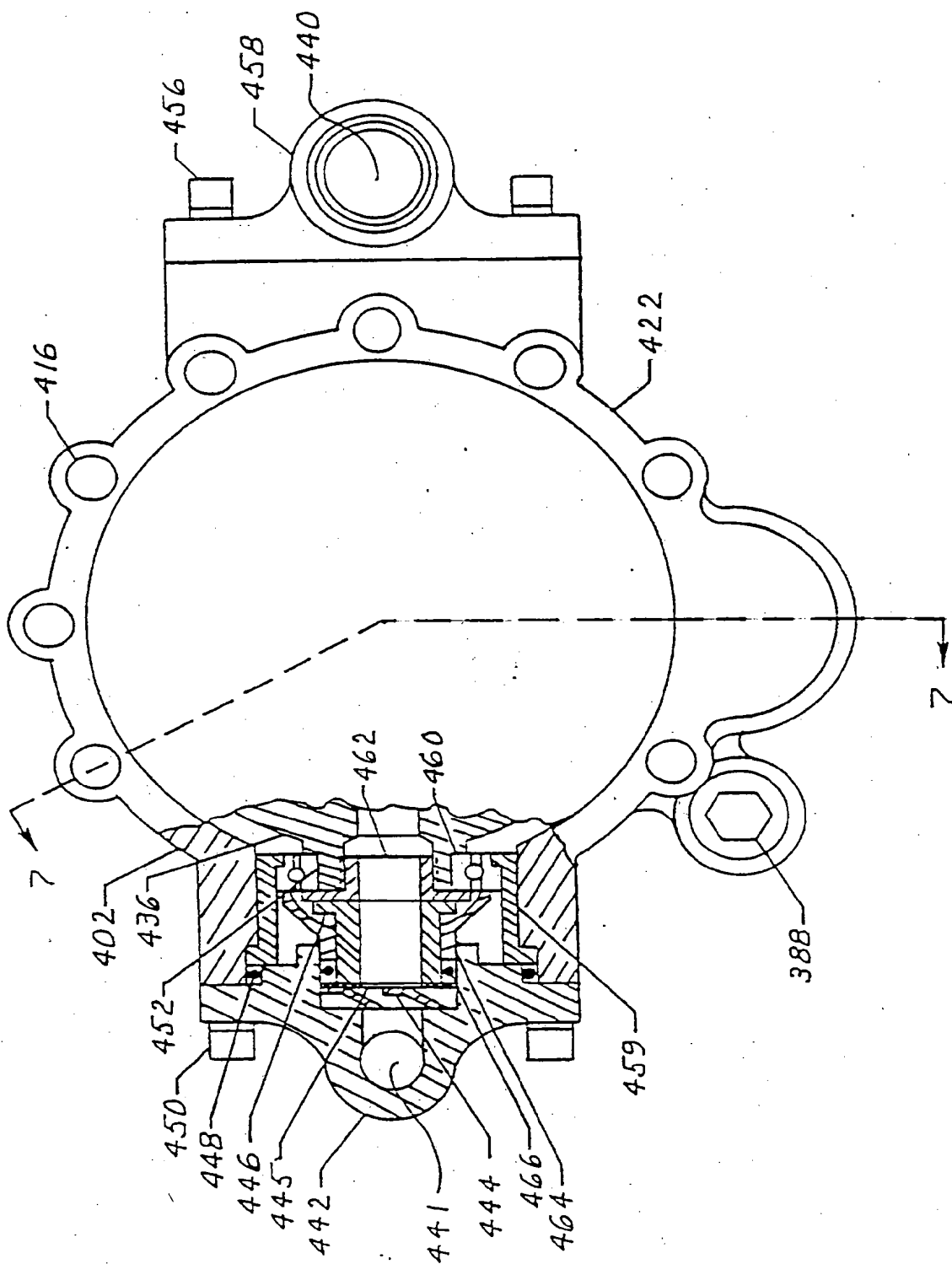


FIG. 8

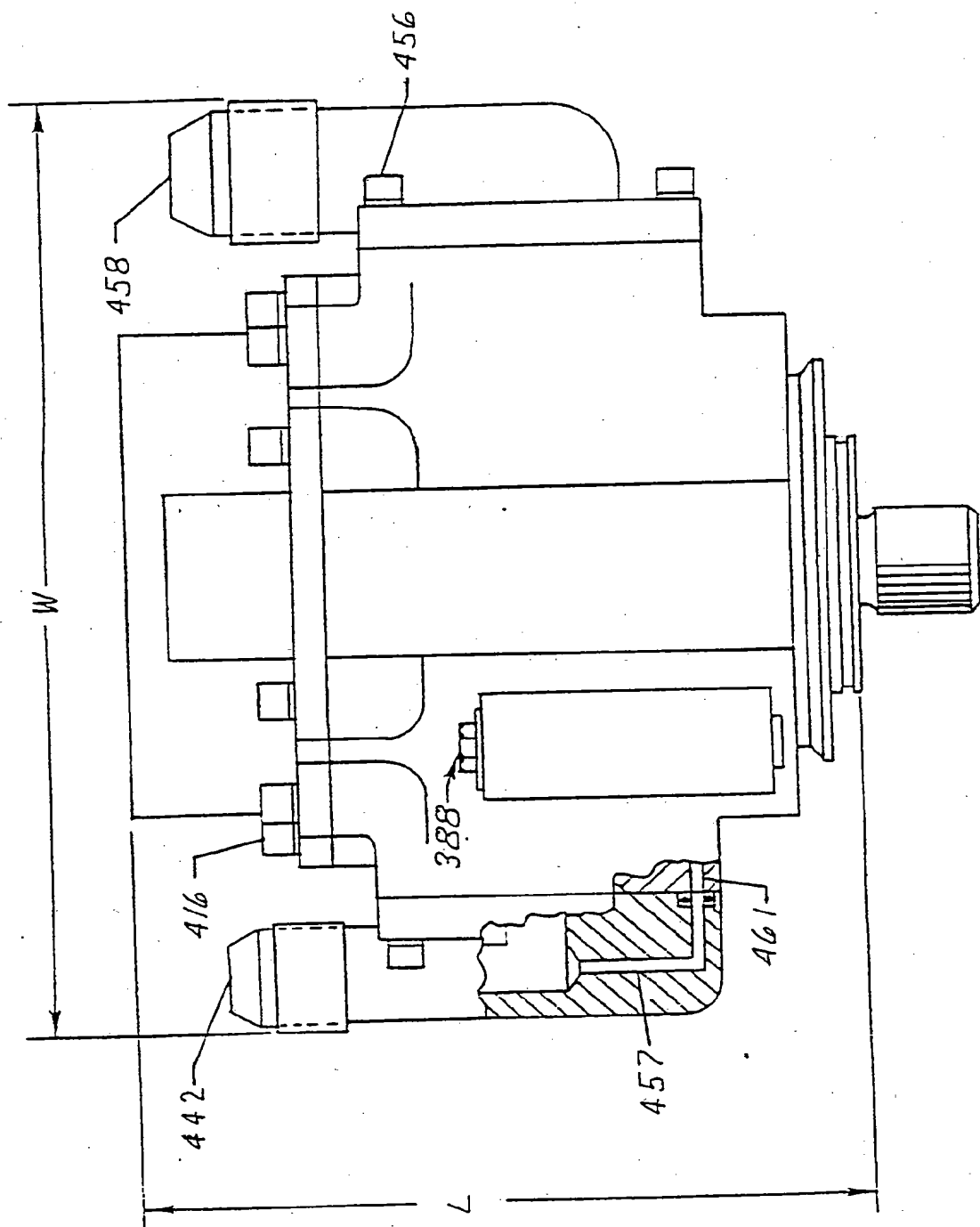


FIG. 9

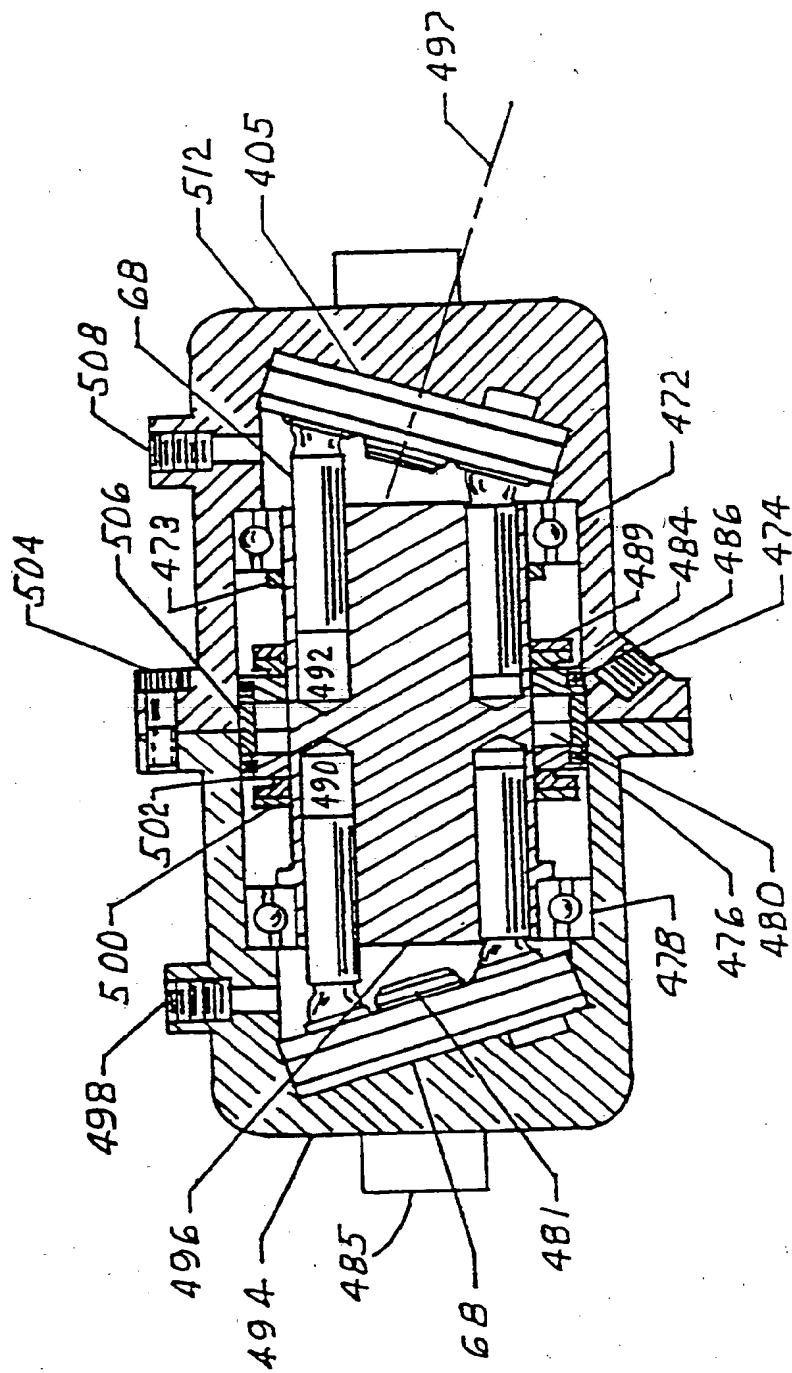


FIG. 10

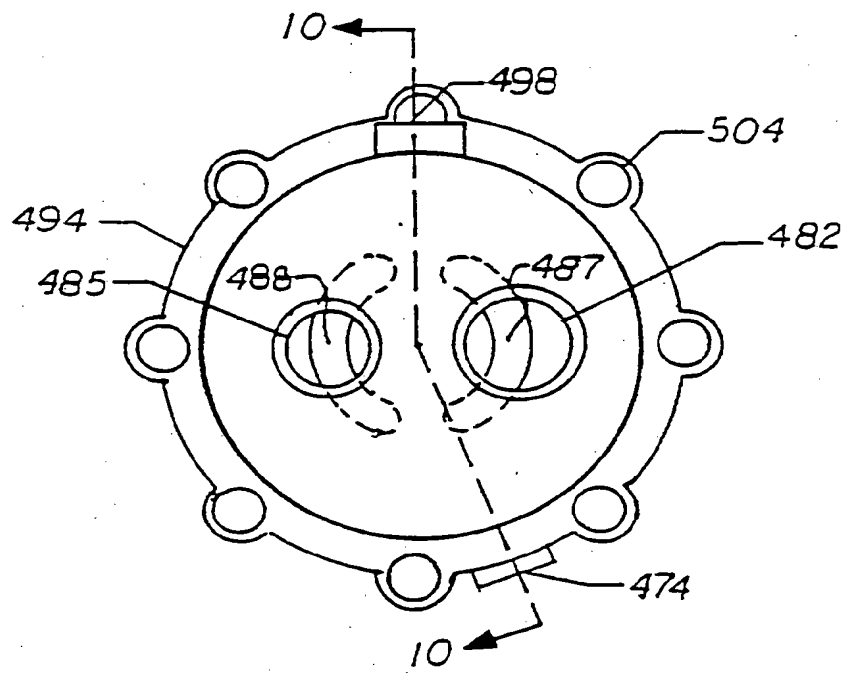


FIG. 11